



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL DE SANT'ANNA VITOR BARBIERI

ANÁLISE DE DEFEITOS EM CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

DEZEMBRO - 2015

GABRIEL DE SANT'ANNA VITOR BARBIERI

ANÁLISE DE DEFEITOS EM CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVO

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri

CURITIBA

DEZEMBRO - 2015

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa “ANÁLISE DE DEFEITOS EM CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVO” realizado pelo aluno GABRIEL DE SANT`ANNA VITOR BARBIERI, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 18 de Novembro de 2015.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “ANÁLISE DE DEFEITOS EM CAIXAS DE CÂMBIO AUTOMOTIVO”, realizada pelo aluno GABRIEL DE SANT`ANNA VITOR BARBIERI, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Nilson Barbieri
DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Marcio Henrique de Avelar Gomes
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Key Fonseca de Lima
Curso de Engenharia Mecânica, PUC-PR
Avaliador

Curitiba, 17 de Dezembro de 2015.

AGRADECIMENTOS

A Deus por minha vida. Por seu amor incondicional no qual encontro força para superar as dificuldades. Por me dar todos os dias saúde e pelas pessoas que o Senhor colocou em meu caminho, que me inspiram, ajudam, desafiam e me encorajam a cada dia.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná e todos os seus profissionais, pela oportunidade de fazer o curso e pela estrutura proporcionada para que esse seja feito da melhor maneira possível.

A todos que passaram pela minha trajetória de vida e que de alguma maneira fazem parte da minha formação.

Ao Professor Dr. Key Fonseca de Lima e ao Professor Dr. Marcio Henrique de Avelar Gomes pelo paciente trabalho de revisão da redação, pelos conselhos e sugestões para a melhoria da elaboração deste trabalho.

Aos meus parentes pelos constantes incentivos que me encorajaram na trajetória de minha formação.

Aos meus irmãos Lucas e Laura, por serem os melhores amigos nos bons e maus momentos. Pelos momentos de diversão e de superação que tanto contribuíram para a minha formação pessoal.

A minha mãe Dicler pela total confiança e apoio em todos esses anos da minha formação. Pela paciência nos momentos difíceis e por compartilhar comigo todas as alegrias nos bons momentos. E, principalmente, por ter me criado e me ensinado os valores da vida.

Ao meu professor orientador e pai, Nilson Barbieri, pela dedicação, apoio, confiança em todos os dias da minha vida e em especial para a elaboração deste trabalho. Pelos sábios conselhos durante a minha formação. Pelos incentivos nos fracassos e pelas comemorações nos sucessos.

RESUMO

BARBIERI, Gabriel de Sant' Anna Vitor. Análises de defeitos em caixas de câmbio automotivo. 2015. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná UTFPR, 2015.

Em sistemas mais complexos, assim como em câmbios automotivos, um rigoroso tratamento de dados é necessário porque existem muitas partes em movimento (engrenagens, rolamentos, eixos, etc.), e desta maneira, existem muitas fontes possíveis de danos e geradoras de ruídos. O objetivo básico deste trabalho é a detecção de danos em câmbios automotivos. Os métodos de detecção utilizados são método de wavelet, biespectro e matemática morfológica. As caixas de câmbio foram produzidas em uma linha de produção de veículos pesados, com ou sem dano, e os sinais de vibração foram obtidos com a utilização de acelerômetros. Os resultados obtidos, após tratamento dos sinais dos ensaios, utilizando os diferentes métodos de detecção, possibilitaram a identificação da presença do dano e sua natureza.

Palavras-chave: Câmbio automotivo, vibrações, biespectro, wavelet, morfologia matemática.

ABSTRACT

BARBIERI, Gabriel de Sant' Anna Vitor. Análises de defeitos em caixas de câmbio automotivo. 2015. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná UTFPR, 2015.

In more complex systems, as in automotive gearbox systems, a close processing is required because there are many moving parts (gears, bearings, axes, etc.), and thus, there are many possible sources of damage and noise generation. The basic objective of this work is the detection of damage in automotive gearbox. The detection methods used are wavelet transform, bispectrum and mathematical morphology. The gearboxes were produced on a production line for heavy vehicles, with or without damages and vibration signals were obtained with the use of accelerometers. The results obtained after treatment of the signs of assays, using different detection methods, allowed the identification of the presence of the damage and its nature.

Keywords: Automotive gearbox, vibrations, bispectrum, wavelet transform, mathematical morphology.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação dos elementos da caixa de câmbio.....	15
Figura 2 – Estrutura de um rolamento.....	17
Figura 3 – Sinal no domínio do tempo.....	20
Figura 4 - Sinal no domínio da frequência.....	20
Figura 5 – Exemplos de wavelet mãe: (a) Daubechies, (b) Mexican Hat, (c) Gaussian e (d) Morlet.....	22
Figura 6 – Comparação do tamanho de janelas em diferentes frequências para os métodos de Fourier (esquerda) e wavelet (direita).....	23
Figura 7 – Representação de um sinal usando a transformada wavelet.....	24
Figura 8 – Efeito dos operadores morfológicos em um sinal fictício f_n	27
Figura 9 – Efeito da variação do elemento estruturante na análise de sinais	28
Figura 10 – Acoplamento, (a) aleatório e (b) não aleatório, entre vetores.	33
Figura 11 – Curva do biespectro	34
Figura 12 – Representação esquemática da bancada de ensaio.....	36
Figura 13 – Cadeia de aquisição de dados nas medições	39
Figura 14 – Posicionamento dos Acelerômetros no corpo de prova	40
Figura 15 – Diagrama de Pareto de falhas em Câmbio	41
Figura 16 – Dano no dente de engrenagem.....	42
Figura 17 – Dano no mancal dianteiro inferior.....	44
Figura 18 – Dano no mancal traseiro superior	44
Figura 19 – Dano no dente de uma engrenagem.....	45
Figura 20 – Aceleração obtida pelo sensor 01 (Fig. 14) para uma amostra em boas condições.....	45
Figura 21 – Aceleração obtida pelo sensor 01 (Fig. 14) para uma amostra em boas condições.....	46

Figura 22 – Variação de um parâmetro baseado no biespectro.....	47
Figura 23 – Variação a curtose.	48
Figura 24 – Energia do sinal da wavelet.	49
Figura 25 – Índice de energia do sinal usando wavelet.....	50
Figura 26 – Índice de correlação (dilatação)	51
Figura 27 – Índice de correlação (erosão).....	52
Figura 28 – Índice de correlação (fechamento)	53
Figura 29 – Índice de correlação (abertura)	54
Figura 30 – Diagrama para diagnóstico de falhas em componentes.....	55
Figura 31 – Espectro do sinal do sistema com rolamento dianteiro danificado.	56
Figura 32 – Espectro do sinal do sistema com rolamento traseiro danificado.....	57
Figura 33 – Espectro do sinal do sistema com engrenagem danificada.	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedade dos operadores morfológicos.....	26
Tabela 2 – Modelos de elementos estruturantes em diferentes escalas.....	29
Tabela 3 – Operações do Ciclo de Teste	37
Tabela 4 – Caixas de Câmbio analisadas	38
Tabela 5 – Equipamentos Utilizados na medição de aceleração dos câmbios	39
Tabela 6 – Características dos danos D1 e D2.....	38
Tabela 7 – Características do dano D3.....	39
Tabela 8 – Características geométricas dos rolamentos.....	54

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	CONTEXTO DO TEMA	10
1.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	10
1.3	OBJETIVOS	12
1.4	JUSTIFICATIVA	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	CÂMBIO	14
2.2	VIBRAÇÃO	15
2.2.1	ENGRENAGENS	15
2.2.2	ROLAMENTOS	17
2.3	TRANSFORMADA DE FOURIER	18
2.4	WAVELET	20
2.5	MORFOLOGIA MATEMÁTICA	25
2.5.1	ELEMENTO ESTRUTURANTE	27
2.5.2	MORFOLOGIA MATEMÁTICA MULTIESCALAR	28
2.6	ANÁLISE DE ESPECTRO	30
2.6.1	BIESPECTRO	31
2.6.2	BICOERÊNCIA	33
3	METODOLOGIA	35
3.1	DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA	35
3.1.1	BANCADA DE ENSAIO	35
3.1.2	MEDIÇÕES	37
3.1.3	AQUISIÇÃO DE DADOS	38
3.1.4	DANOS	40
3.2	JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA	43
4	RESULTADOS	44
4.1	Biespectro e curtose	46
4.2	Wavelet	48
4.3	Matemática morfológica	50
4.4	Diagnose	54
5	CONCLUSÕES	59
	REFERÊNCIAS	60

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO DO TEMA

A grande e crescente competitividade entre as indústrias, principalmente do ramo automotivo, tem impulsionado as montadoras do parque industrial de Curitiba e região metropolitana a desenvolver novos processos e produtos que garantam otimização técnica e funcional com alta confiabilidade e redução de custos. A partir disso tem se atribuído uma importância cada vez maior para os centros de controle de qualidade que são responsáveis por manter os índices extremamente baixos de produtos defeituosos repassados ao cliente. Devido à exigência dos menores níveis de falha possível, se tornou comum a mecanização das inspeções de qualidade (CAMPOS, 1999).

Um dos grandes desafios da indústria automobilística é aprimorar o controle de qualidade das caixas de câmbio automotivos, muitas vezes feito de maneira subjetiva, através da avaliação de ruídos emitidos. Por se tratar de um sistema complexo, muitos componentes em movimento (eixo, engrenagens, rolamentos), se faz necessário um tratamento mais rigoroso dos dados, visto que existem muitas fontes de erros e ruídos (BARRETO, 2003). Constatado o defeito no funcionamento do sistema, que pode ser gerado no processo de fabricação ou de montagem, as engrenagens, eixos, carcaças são analisadas separadamente através de inúmeros procedimentos metrológicos. Nota-se, portanto, que tal método despende de elevado custo e tempo de execução (OLIVEIRA FILHO E DUARTE, 2007).

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Uma área que tem atraído cada vez mais interesse é a análise de danos em caixas de câmbio automotivo (WANG, 2003). A principal razão para isso é a necessidade de se desenvolver uma ferramenta computacional confiável que facilite o controle de qualidade nas linhas de produção juntamente com a redução de custos. Para a análise das condições de operação de caixas de engrenagem, através de sinais vibratórios, inúmeras ferramentas têm sido utilizadas. As principais são: Análise de Ordem; *Cepstrum analysis* (MORSY e ACHTENOVA 2014; NACIB *et*

al., 2013; BORGHESANI *et al.*, 2013; PARK *et al.*, 2013; BADAQUI *et al.*, 2004); *Acoustic emission* (MAZAL *et al.*, 2012; METWALLEY *et al.*, 2010; VICUÑA, 2014; LU *et al.*, 2013; LU *et al.*, 2012); *statistical methods* (COMBET e GELMAN, 2009; SAWALHI *et al.*, 2007; GAO *et al.*, 2010; BARBIERI e BARBIERI, 2013; MONTERO e MEDINA, 2008; PRAVEENKUMAR *et al.*, 2014; DONG *et al.*, 2015; GUOJI *et al.*, 2014; WANG e CHEN, 2014; JEDLINSKI e McFADDEN, 1996); *wavelet analysis* (WANG e MCFADDEN, 1996; FAN e ZUO, 2006; HOU *et al.*, 2010; HUSSAIN e GABBAR, 2013; VINCENZO *et al.*, 2008; JEDLINSKI e McFADDEN, 1996); *morphologic analysis* (CHEN *et al.*, 2015; ZHANG *et al.*, 2008; LI e XIAO, 2012; CHEN *et al.*, 2014; RAJ e MURALI, 2013; HAN *et al.*, 2009; HAO e CHU, 2009). Outros métodos de análise envolvem a transformada de Hilbert, extração do envelope, *spectral analysis*, redes neurais e técnicas no domínio do tempo (MURUGANATHAM *et al.*, 2013; RAFIEE *et al.*, 2007; LIU *et al.*, 2006; LI, 2012; GUO *et al.*, 2014; ZHAN e MAKIS, 2006; HONG e DHUPIA, 2014; REUBEN e MBA, 2014; JAYASWAL *et al.*, 2010).

Defeitos nos elementos de máquinas estruturas podem ser detectados monitorando a vibração. O biespectro, momento de Terceira ordem e curtose, momento de quarta ordem, ajudam a identificar o dano nos componentes mecânicos. A técnica do biespectro relaciona um conjunto de ondas em um acoplamento espectral. A curtose fornece uma indicação da proporção de amostras que desviam do padrão por um pequeno valor, em comparação com aqueles que se desviam por um grande valor (MONTERO e MEDINA, 2008; DONG *et al.*, 2015; GUOJI *et al.*, 2014; WANG e CHEN, 2014).

Matemática Morfológica (MM) é um método de análise que vem sendo desenvolvido e aplicado em vários campos de processamento de imagens e análises. Quando a MM é utilizada no processamento de sinais, a informação das características morfológicas locais do sinal são os únicos fatores determinantes. Pela decomposição do sinal morfológica, um complexo sinal pode ser separado e decomposto em vários componentes preservando as características morfológicas do sinal. A literatura revela que as pesquisas da análise morfológica dos sinais unidimensionais (1-D), especialmente no diagnóstico de falhas em máquinas e componentes, ainda é limitada (CHEN *et al.*, 2015; ZHANG *et al.*, 2008; LI e XIAO,

2012; CHEN *et al.*, 2014; RAJ e MURALI, 2013; HAN *et al.*, 2009; HAO e CHU, 2009).

A transformada wavelet é utilizada em diferentes campos da ciência, como medicina, biologia, e engenharia. Também é empregada no processamento de imagens e sinais. Na engenharia, a análise de sinais consiste basicamente na visualização da estrutura do sinal, através de compressão e decomposição. Dependendo do tipo da máquina e suas condições de operação, os sinais analisados podem ser não estacionários. Na WT (*wavelet* transform), quanto maior a frequência do sinal, mais estreita é a janela, o que auxilia numa boa relação na resolução no tempo e escala (escala pode ser interpretada similarmente como frequência). Nos estudos voltados para a análise de caixas de engrenagens, a transformada wavelet é cada vez mais utilizada como uma etapa do procedimento de análise e não como seu principal, ou único, elemento (WANG e MCFADDEN, 1996; FAN e ZUO, 2006; HOU *et al.*, 2010; HUSSAIN e GABBAR, 2013; VINCENZO *et al.*, 2008; JEDLINSKI e McFADDEN, 1996).

1.3 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é a análise de danos em caixas de câmbio automotivo através de sinais vibratórios. As ferramentas utilizadas para tal análise são: morfologia matemática, transformada *wavelet* e *bispectrum*.

Os objetivos específicos são:

- Revisão e conhecimentos de métodos de análises de sinais vibratórios;
- Desenvolvimento de rotinas computacionais (no ambiente MATLAB) para a identificação de falhas em caixas de câmbio;
- Validação do método através da análise de dados experimentais para sistemas em bom funcionamento e com defeitos;
- Identificação do componente danificado.

1.4 JUSTIFICATIVA

Caixas de câmbio automotivo são conjuntos de difícil inspeção uma vez que contêm muitas peças em movimento. Os métodos de controle de qualidade desses sistemas, que são empregados nas indústrias do ramo, são, até certo ponto, subjetivos e ineficientes, além de demandar alto investimento (inúmeras medições metrológicas) e serem demorados. Nesse cenário uma das possíveis alternativas é o emprego da análise de danos através de sinais vibratórios.

As ferramentas de análise de defeitos utilizando os sinais vibratórios já se demonstraram eficientes para sistemas com um menor grau de complexidade (BARBIERI e BARBIERI, 2013). Portanto, justifica-se o emprego desses sinais para a análise de sistemas mais complexos visando a otimização do controle de qualidade nas linhas de produção, tanto na diminuição dos custos como na redução significativa do tempo de controle.

Este estudo, além de envolver diferentes áreas de conhecimento como: elementos de máquina, vibrações, métodos numéricos etc, desperta o interesse por se tratar de uma aplicação real.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Serão explanados neste capítulo os principais conceitos e definições utilizados no trabalho, assim como uma breve apresentação das diferentes técnicas que são empregadas para o processamento de sinais de ensaios vibratórios, como teoria da wavelet, bi-espectro e matemática morfológica.

2.1 CÂMBIO

Um sistema de transmissão é todo conjunto de mecanismos responsáveis por transmitir a potência gerada pelo motor, à combustão no caso de veículos, até as rodas motrizes. Em veículos pesados, como, por exemplo, em um caminhão, esse sistema é composto por embreagem, caixa de câmbio, eixo cardan, diferencial e eixo. Cada um desses elementos citados tem seu funcionamento independente, embora estejam interligados. O movimento gerado pelo motor à combustão é transmitido pela embreagem, passando pela caixa de câmbio, eixo cardan, diferencial, eixo e por fim as rodas motrizes do veículo. As caixas de câmbio são formadas por duas árvores, apoiadas sobre mancais de rolamentos, engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, e mecanismos de sincronização e engate.

As caixas de câmbio analisadas nesse projeto são automatizadas, tendo o mecanismo de escalonamento de marchas controlado pela central eletrônica do veículo. Apresenta também doze marchas à frente e quatro à ré. Embora apenas um par de engrenagem transmita potência de cada vez, todas as outras se mantêm em contato o tempo todo. O sistema de engate, automatizado nesse caso, que realiza a seleção e o travamento das engrenagens específicas para a escolha das marchas.

Esse modelo de transmissão é composto por três carcaças de alumínio e por quatro eixos com cinco pares de engrenagens. No fim do sistema de transmissão tem um conjunto de cinco engrenagens planetárias responsáveis pela transmissão do torque até o flange de saída da caixa do câmbio. A Fig. 1 trás uma representação dos elementos da caixa de câmbio.

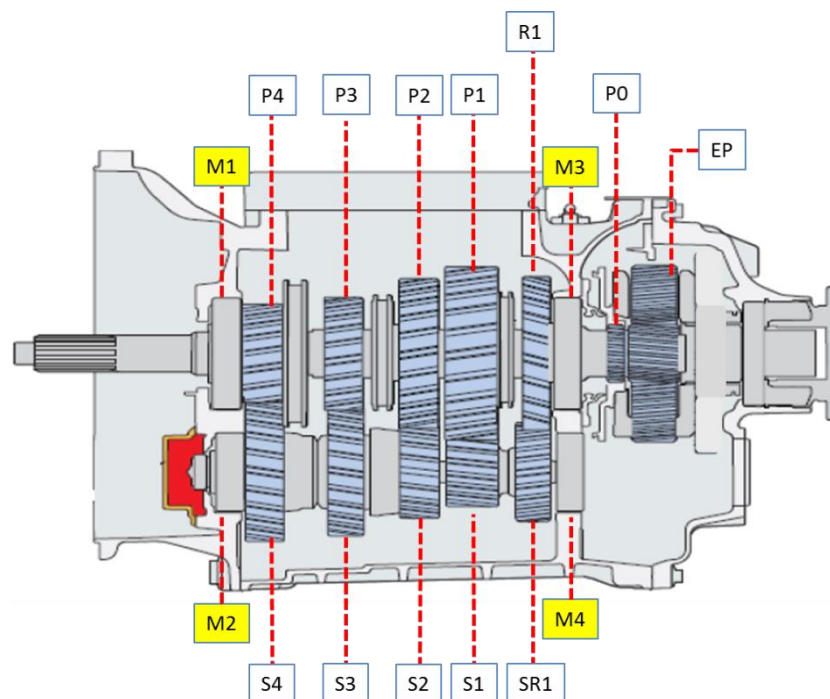


Figura 1 – Representação dos elementos da caixa de câmbio.

Fonte: O autor, 2015.

2.2 VIBRAÇÃO

A análise dos sinais de vibração do sistema é realizada com base na vibração dos rolamentos, cônicos e de esferas, e das engrenagens do conjunto. Para isso deve-se ter conhecimento de como esses fenômenos ocorrem.

2.2.1 ENGRELAGENS

Engrenagens são elementos de máquinas responsáveis pela transmissão dos movimentos, sem deslizamento, multiplicando, ou reduzindo, esforços e gerando trabalho. Essa transmissão ocorre através de dentes, internos ou externos, e por isso também podem ser denominadas de rodas dentadas (Mazzo, 2013).

De acordo com Mazzo (2013), a vibração ocorre em um engrenamento devido à força de excitação que está relacionada às cargas estáticas do contato e também aos efeitos da inércia de cada elemento. A força de excitação que promove a vibração das engrenagens é periódica, sendo função da chamada frequência de engrenamento (f_{eng}), que pode ser determinada através do produto entre a

frequência de rotação da engrenagem (f_{rot}) e do seu número de dentes (z), como representado pela equação (1):

$$f_{eng} = z * f_{rot} \quad (1).$$

Teoricamente, um par de engrenagens rígidas e com perfis evolventais perfeitos apresentariam erro de transmissão nulo. Na prática, um erro de transmissão não-nulo é adicionado a qualquer par engrenado em virtude de erros de manufatura das engrenagens, desalinhamentos durante a montagem e deformações nos dentes por conta do carregamento aplicado.

O erro de transmissão, ε , pode ser descrito como uma função da quantidade dos dentes da engrenagem motora e movida, Z_1 e Z_2 respectivamente, e de seus respectivos deslocamentos angulares, θ_1 e θ_2 , como observado na equação (2):

$$\varepsilon = \theta_1 - \frac{Z_1}{Z_2} * \theta_2 \quad (2)$$

Tipicamente, defeitos em pares engrenados ressaltam bandas laterais ao redor da frequência de engrenamento, f_{eng} , e suas harmônicas. As bandas estão espaçadas em relação à frequência de engrenamento pela rotação das árvores. O surgimento de bandas se dá por conta do fenômeno de modulação.

Os principais mecanismos de geração de vibrações e ruídos em um par engrenado são: erro de transmissão (mecanismo de maior relevância); mudança de rigidez no contato; impacto entre os dentes no momento inicial do contato; impacto de contato entre os elementos que não estão transmitindo torque; escorregamento entre os dentes, causando força de fricção; lubrificação deficiente (Gerges, 1996).

O erro de transmissão, fator que é o maior responsável pela vibração em pares engrenados, pode ser definido como algum desvio na velocidade angular da engrenagem movida, enquanto a velocidade angular da engrenagem motora permanece constante (Chung, 1999).

2.2.2 ROLAMENTOS

Os rolamentos têm uma ampla utilização em diversos ramos industriais, máquinas e ferramentas de produção, e isso faz com que esses elementos sejam considerados muito importantes.

A estrutura de um rolamento, Fig. 2, é composta por: pista (anel) interna, pista (anel) externa, elemento de rolagem e gaiola.

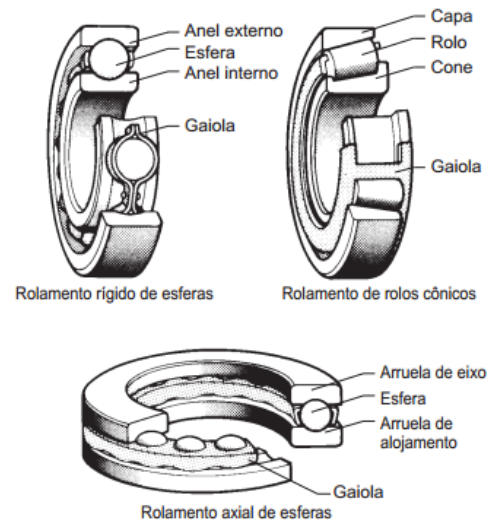


Figura 2 – Estrutura de um rolamento. Fonte: Manual Koyo, 2014

Durante o funcionamento de um equipamento, com vibração, vibrações são geradas nos rolamentos. Para isso, tal característica deve ser monitorada. As falhas nos rolamentos são quaisquer não uniformidades nas pistas, gaiolas ou até mesmo no elemento rolante. As principais causas para falhas dos rolamentos são: fadiga do material, lubrificação deficiente, contaminação, montagem incorreta, manuseio incorreto (batidas e riscos).

As falhas em rolamento excitam frequências de vibração específicas, dependendo da localização do dano, rotação, e suas características geométricas, chamadas de frequências características de defeito (Mesquita, 2002). Elas são função da localização da falha no rolamento (pista externa, pista interna, gaiola ou elemento rolante), da rotação a que ele está sendo submetido e de suas características geométricas.

Desse modo, é possível determinar de maneira aproximada a frequência de falha na gaiola (FTF – “*Fundamental Train Frequency*”), frequência de falha no

elemento de rolagem (BSF – “*Ball Spin Frequency*”), frequência de falha na pista externa (BPFO – “*Ball Pass Frequency of the Outer race*”) e da pista interna (BPFI – “*Ball Pass Frequency of the Inner race*”) através das equações (3) a (6) (rolamentos de pista externa fixa).

$$FTF = \frac{S}{2} * \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} * \cos \theta \right) \right] \quad (3)$$

$$BSF = \frac{P_d}{2 * B_d} * S * \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} * \cos \theta \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2} * S * \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} * \cos \theta \right) \right] \quad (5)$$

$$BPFI = \frac{N_b}{2} * S * \left[1 + \left(\frac{B_d}{P_d} * \cos \theta \right) \right] \quad (6)$$

Onde: **S** – frequência de rotação (Hz);

Bd – diâmetro do elemento rolante (mm);

Pd – diâmetro primitivo do rolamento (mm);

Nb – número de elementos rolantes;

θ – ângulo de contato (°).

As expressões para cálculo das FCD's considera o efeito de rolamento puro dos elementos rolantes. Contudo, na realidade, algum deslizamento pode ocorrer, causando variações nos valores de frequências características. Dessa forma, essas expressões devem ser tomadas como aproximações dos valores reais. Ainda em virtude do fenômeno de deslizamento e variação rotacional, quando da análise de um rolamento defeituoso no domínio da frequência, observa-se um pico correspondente à frequência característica de defeito real e, ao seu redor, picos menores.

2.3 TRANSFORMADA DE FOURIER

A análise de Fourier, que utiliza um somatório de componentes harmônicos, senos e cossenos, é a ferramenta mais conhecida para a análise de sinais. A técnica de Fourier é possível de ser utilizada para qualquer sinal, desde que seja considerada uma baixa frequência, ou seja, período grande.

É utilizada para transformar uma função no domínio do tempo para o domínio da frequência. Transformada de Fourier, termo normalmente empregado para transformada de Fourier para funções contínuas, representa qualquer função integrável $f(t)$ no tempo como a soma de exponenciais complexas com frequência angular ω , medida em rad/s, e amplitude complexa $F(\omega)$. A transformada de Fourier é:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (7)$$

E a transformada inversa de Fourier, representação de uma função no domínio da frequência para uma função no domínio do tempo, é:

$$f(t) = F^{-1}(F(\omega)) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (8)$$

Quando o intervalo de tempo é finito, uma solução alternativa, utilizando a mesma ferramenta, Transformada Discreta de Fourier, é utilizada. Esse outro tipo de transformada é muito importante já que possibilita a implementação computacional, uma vez que se trabalha, no caso da análise de sinais vibratórios, com uma série de dados e não com uma função. A transformada discreta de Fourier é definida como:

$$X(\omega) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega n} \quad (9)$$

sendo $X(\omega)$ a série de dados no domínio da frequência e $x(t)$ o sinal, a ser transformado, no domínio do tempo.

As transformadas de Fourier são muito eficientes para a análise de sinais estacionários, sinais em que não são observadas variações de frequência ao longo do tempo, porém não se comporta da mesma maneira para sinais transientes, não estacionários. Para que se contorne esse tipo de problema, sinal que apresenta características não estacionárias, um dos métodos mais utilizado é o método de wavelets. A Figura 3 mostra um sinal no domínio do tempo e a Fig. 4 um sinal no domínio da frequência após aplicar a transformada de Fourier.

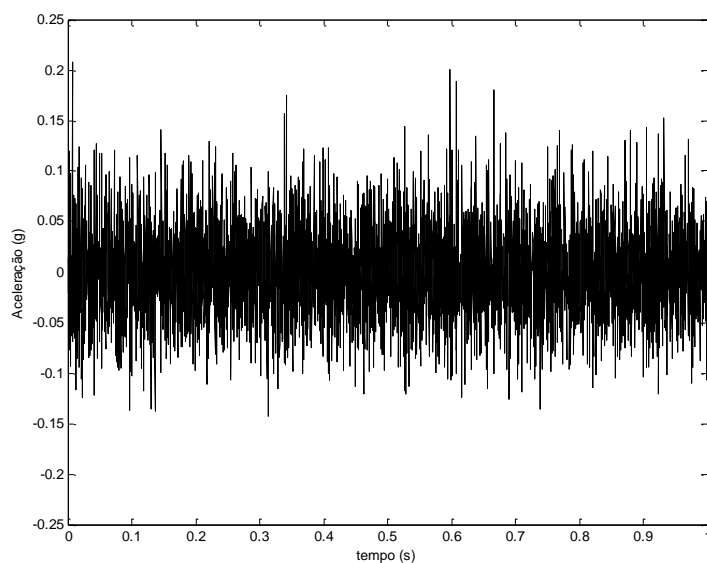


Figura 3 – Sinal no domínio do tempo. Fonte: O autor, 2015.

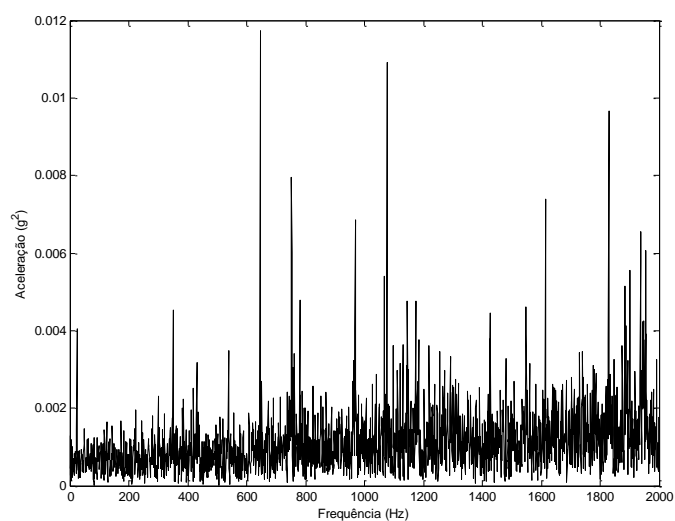


Figura 4 - Sinal no domínio da frequência. Fonte: O autor, 2015..

2.4 WAVELET

A transformada Wavelet permite a decomposição do sinal em função do tempo (via translação) e em escala (via dilatação ou contração), ao invés de análises no domínio do tempo e frequência como é o caso das Transformadas de Fourier. A análise tempo-escala possibilita detalhar, localmente, as informações em um sinal e,

além disso, não necessitam, para a representação de uma função, de uma enorme quantidade de coeficientes como era o caso da Transformada de Fourier. Por fim, outra diferença notável entre os dois métodos de análise de sinais, o método da transformada wavelet permite a utilização de um conjunto infinito de funções base e não apenas funções exponenciais.

O princípio de análise para sinais transientes foi estudado inicialmente por Gabor (1944). Em seu trabalho há uma tentativa de analisar os sinais no domínio do tempo e da frequência de maneira simultânea. Embora tenha conseguido a manipulação de uma série de dados, através da transformada de Fourier, com janelas móveis, o comprimento das mesmas era fixo, apresentando uma incerteza. O princípio de incerteza de Heisenberg define justamente essa incerteza. De acordo com esse princípio é impossível obter informações exatas no domínio do tempo e da frequência de maneira simultânea. Afirma ainda que nenhuma informação do tempo pode ser obtida no domínio da frequência e vice-versa.

O método de wavelets, que propõe tamanho de janelas variáveis, de acordo com a frequência, surgiu com Morlet e Grossmann (1984). O método proposto apresentava tamanhos de janelas flexíveis, sendo mais largas quando a frequência era menor e mais finas com frequências mais altas.

Wavelet, termo traduzido como pequena onda, refere-se ao comprimento finito da função de janela, uma vez que é oscilatória e variável com a frequência. As funções das diferentes regiões de análise derivam-se sempre da função wavelet denominada como wavelet mãe (ψ). Esta onda “mãe” serve de modelo para a geração das outras ondas de janela. A função wavelet mãe deve satisfazer as seguintes condições:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (10)$$

e

$$\int_0^{+\infty} \frac{|\psi'(\omega)|^2}{\omega} * d\omega < \infty \quad (11)$$

sendo $\psi'(\omega)$ a transformada de Fourier de $\psi(t)$.

A wavelet mãe é obtida, então, a partir da transformada de Fourier, mas mesmo assim apresentam características muito diferentes que estão relacionadas com a frequência do sinal.

A transformada wavelet contínua é então definida como, Daubechies (1988):

$$(W_f f)(a, b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot \Psi_{a,b}^*(t) dt \quad (12)$$

As funções wavelet ($\Psi_{a,b}$), são obtidas, a partir da wavelet mãe, através de processos de dilatação e translação em função da frequência do sinal. Esses processos são definidos como:

$$\Psi_{a,b}(t) = \left| \frac{1}{\sqrt{a}} \right| \cdot \Psi \left(\frac{t-b}{a} \right) \quad (13)$$

Onde $a, b \in \mathbf{R}$, $a \neq 0$, a é o valor que representa o parâmetro de dilatação e b representa o parâmetro de translação. A transformada wavelet contínua é o somatório sobre todo o tempo das wavelets geradas a partir da wavelet mãe. Os diferentes formatos de wavelets mãe são apresentados na Figura 5.

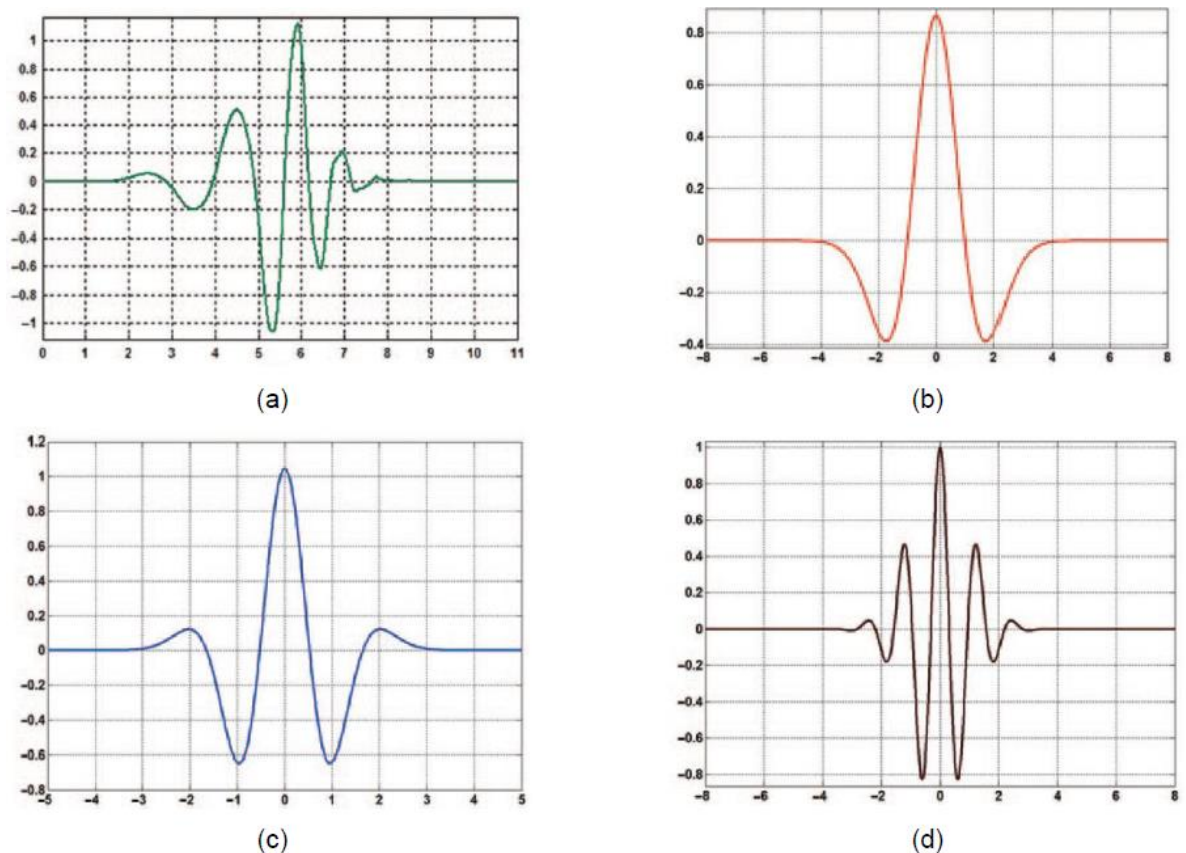


Figura 5 – Exemplos de wavelet mãe: (a) Daubechies, (b) Mexican Hat, (c) Gaussian e (d) Morlet. Fonte: Reda Taha *et al* (2006)

Faria (1997) faz uma comparação entre a transformada wavelet e a transformada de curto tempo de Fourier, na ocorrência de diferentes frequências conforme a Figura 6. O método de Fourier analisa as diferentes faixas de frequência com a mesma resolução já que divide de forma constante e regular o plano tempo-frequência. Já o método de wavelet analisa com resolução distinta as diferentes frequências do sinal, sendo uma resolução temporal melhor para frequências maiores, já que as ondas são mais curtas e de menor duração, em relação às frequências menores.

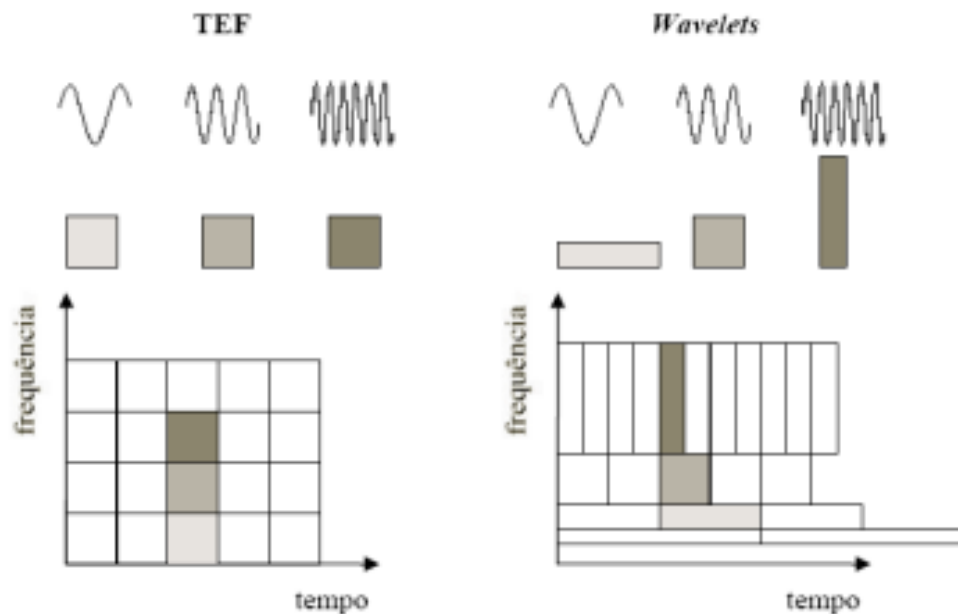


Figura 6 – Comparação do tamanho de janelas em diferentes frequências para os métodos de Fourier (esquerda) e wavelet (direita). Fonte: Faria (1997)

As diversas funções wavelet depois de linearmente combinadas recebem a denominação de pacote wavelet. A localização tempo-frequência é a principal propriedade do pacote. A modulação (i), escala (j) e parâmetros de conversão (k) são os índices do pacote wavelet $\psi_{j,k}^i$, e são definidos como:

$$\psi_{j,k}^i(t) = 2^{\frac{j}{2}} \psi^j(2^j t - k), \quad i = 1, 2, 3 \dots \quad (14)$$

A representação de uma combinação linear das funções wavelet, $\psi_{j,k}^i(t)$, fornece o sinal de componente de pacote wavelet, $f_j^i(t)$, que podem ser obtido através da dedução que se segue:

$$f_j^i(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_{j,k}^i(t) \psi_{j,k}^i(t) \quad (15)$$

$$c_{j,k}^i(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi_{j,k}^i(t) dt \quad (16)$$

$$f(t) = \sum_{i=1}^{2^j} f_j^i(t) \quad (17)$$

em que $c_{j,k}^i$ são os coeficientes do pacote wavelet.

A respeito dos sinais vibratórios, o indicativo de existência ou não do dano pode ser obtida através da análise do índice de energia do pacote wavelet. A razão de energia do sinal de um pacote wavelet ($\Delta(E_{f_j})$) no nível j é definido como:

$$\Delta(E_{f_j}) = \sum_{i=1}^{2^j} \frac{|(E_{f_j}^i)_b - (E_{f_j}^i)_a|}{(E_{f_j}^i)_a} \quad (18)$$

sendo $(E_{f_j}^i)_a$ a energia do sinal do componente sem o dano e $(E_{f_j}^i)_b$ a energia do sinal do componente com algum dano.

A Fig. 7 mostra a transformada wavelet para o sinal mostrado na Fig.3.

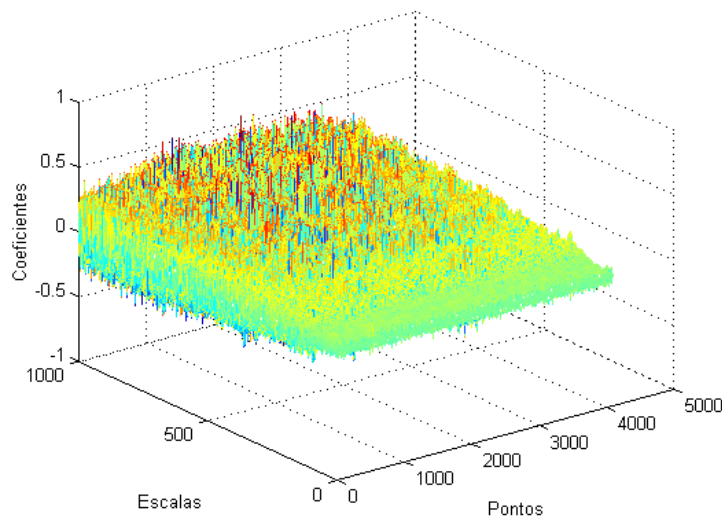


Figura 7 – Representação de um sinal usando a transformada wavelet.
Fonte: O autor, 2015.

2.5 MORFOLOGIA MATEMÁTICA

Originalmente formulada por Serra (1982) para o tratamento de imagens binárias, a morfologia matemática é hoje um dos métodos empregados para a análise e tratamento de sinais unidimensionais no domínio do tempo. Os sinais manipulados nesse projeto são sinais unidimensionais discretos.

Historicamente os trabalhos que utilizam morfologia digital são muito recentes, uma vez que demandam a utilização de ferramentas mais sofisticadas, como computadores digitais, para o processamento dos sinais. Este método se concentra na estrutura geométrica dos elementos e seu embasamento matemático recorre à teoria dos conjuntos, tema estudado desde o princípio da matemática.

Basicamente o processamento de sinais através desse método modifica o formato do sinal através de sua interação com outro elemento de natureza mais simples e conhecido, denominado elemento estruturante (Nikolaou, 2002). As operações matemáticas do método da matemática morfológica são erosão, dilatação, abertura e fechamento (Zhang, 2008).

Se $f(n)$ é o sinal original unidimensional, e sua função discreta no domínio $F = (0; 1; 2; \dots; N-1)$ e $g(m)$ é o elemento estruturante cuja função é discreta no domínio $G = (0; 1; 2; \dots; M-1)$, os operadores morfológicos de erosão e dilatação, de f por g , podem ser definidos como:

$$(f \ominus g) = \min[f(n + m) - g(m)], \quad m \in 0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (19)$$

$$(f \oplus g) = \max[f(n - m) + g(m)], \quad m \in 0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (20)$$

onde \ominus corresponde ao operador de erosão e \oplus ao operador de dilatação. Baseados nesses dois operadores, outros dois são definidos, o de abertura e fechamento, de f pelo elemento estruturante g . Suas equações respectivas são:

$$(f \circ g) = (f \ominus g \oplus g)(n) \quad (21)$$

$$(f \bullet g) = (f \oplus g \ominus g)(n) \quad (22)$$

onde (\circ) está relacionado ao operador de abertura e (\bullet) ao fechamento.

Os quatro operadores matemáticos morfológicos podem ser usados para extrair as características de um sinal. Cada operador está relacionado à uma

característica básica sob o seu efeito no sinal tratado. Chen (2013) descreve seus efeitos da seguinte maneira: as funções de fechamento tendem a reduzir picos negativos dos sinais. As funções de abertura por sua vez tendem a reduzir picos positivos do sinal tratado. A erosão, que tem efeito nos picos positivos e negativos, pode reduzir os primeiros e atenuar os segundos. E, por fim, a operação de dilatação tem o efeito contrário, atenuando os picos positivos e reduzindo os picos negativos. A Tabela 1 resume o efeito dos operadores morfológicos no sinal tratado e a Figura 8 ilustra cada uma dessas operações em um sinal hipotético:

Tabela 1 – Propriedade dos operadores morfológicos

Operador Morfológico	Impulso Negativo	Impulso Positivo
Erosão	Atenua	Reduz
Dilatação	Reduz	Atenua
Abertura	Preserva	Reduz
Fechamento	Reduz	Preserva

Fonte: Chen, 2013

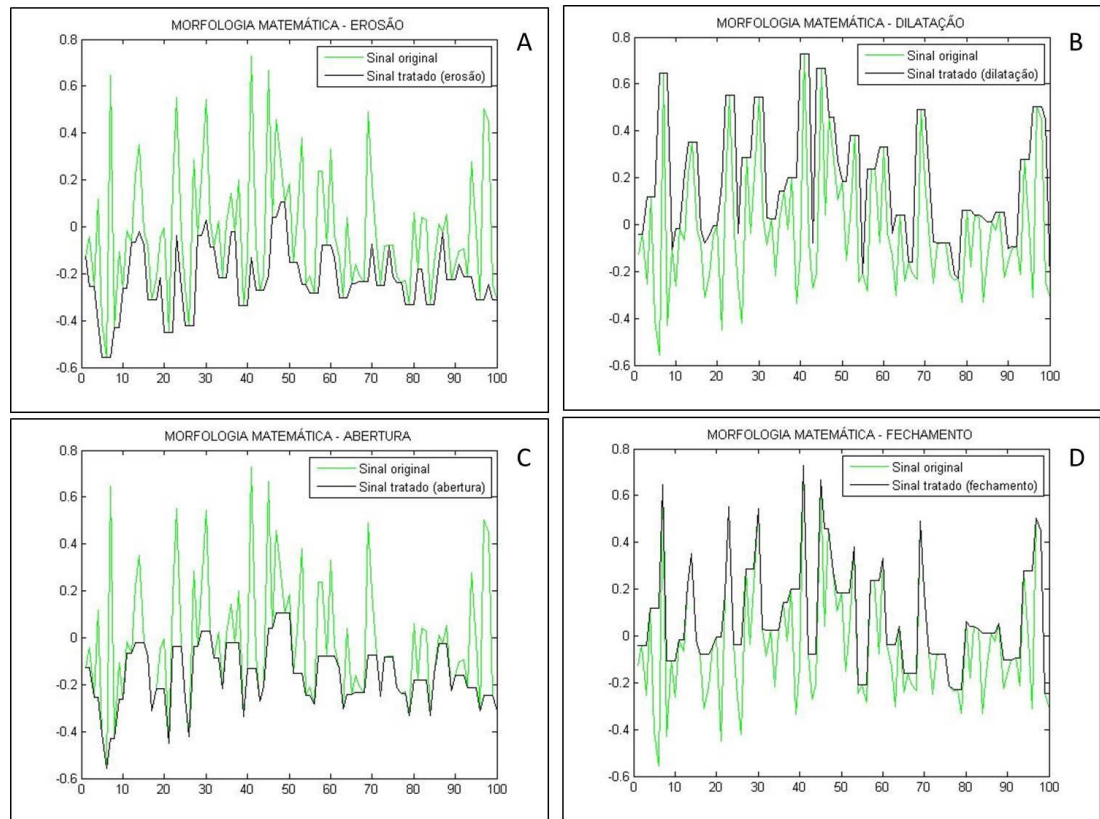


Figura 8 – Efeito dos operadores morfológicos em um sinal fictício f_n

Fonte: O autor, 2015.

Para o caso da análise de sinais vibratórios com características impulsivas as operações de abertura e fechamento são muito interessantes, de acordo com Dong *et al* (2011), já que permitem a detecção dos pulsos negativos e positivos no sinal.

2.5.1 ELEMENTO ESTRUTURANTE

De acordo com Serra (1982) definir os parâmetros de um elemento estruturante utilizado nas operações tem um impacto direto no tratamento de sinal através da morfologia matemática. Usualmente os elementos estruturantes selecionados devem ser compactos e possuir formato baseado no sinal tratado, desde que sendo mais simples, embora não existam regras para tal seleção. A proposta da utilização de um elemento plano para a extração de elementos impulsivos de um sinal (Nikolaou e Antoniadis, 2003), contribui para a simplicidade do tratamento e pelo baixo comprometimento da capacidade de processamento computacional. Esse elemento, que pode ser representado por $\{0, 0, 0\}$, pode ser variado somente em comprimento

(quantidade de elementos). Sendo assim, quanto mais longo, melhor se caracteriza como um filtro para o sinal tratado.

O elemento Double dot, mostrado por Chen (2013), consegue analisar de maneira mais precisa as características do sinal unidimensional tratado. Sua forma simplificada pode ser representada por $\{1, 0, 1\}$ e por definição apresenta sempre o primeiro e último elemento iguais a 1 e o restante igual a zero. Esse elemento foi utilizado no projeto uma vez que o sinal de um rolamento danificado apresenta natureza impulsiva, semelhante ao elemento estruturante. A Figura 9 explicita a diferença na operação morfológica de abertura em um mesmo sinal utilizando dois diferentes elementos estruturantes, plano $\{0, 0, 0\}$ e Double dot $\{1, 0, 1\}$, de mesmo tamanho. Observa-se que, por conter características impulsivas em seus extremos, o elemento estruturante Double dot apresenta uma extração de informações mais detalhada em comparação ao outro elemento plano.

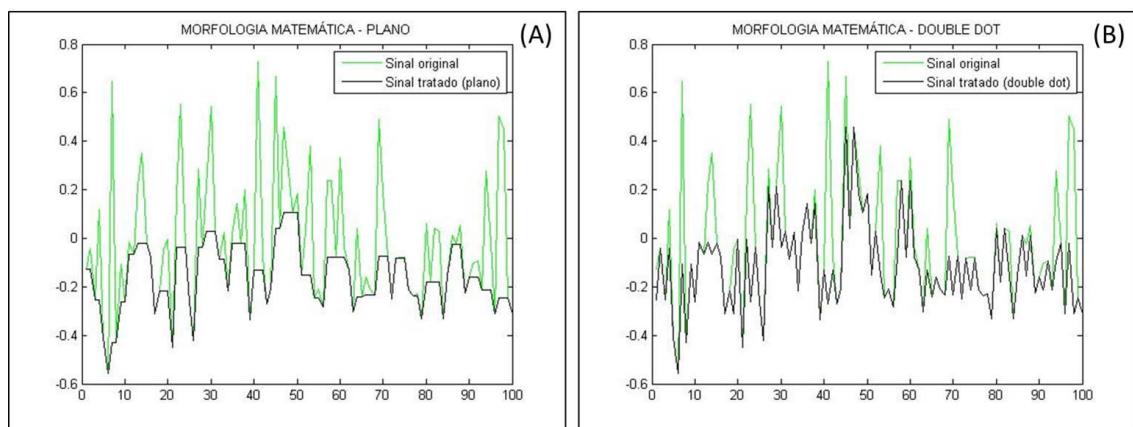


Figura 9 – Efeito da variação do elemento estruturante na análise de sinais

Fonte: O autor, 2015.

2.5.2 MORFOLOGIA MATEMÁTICA MULTIESCALAR

A análise morfológica utilizando elementos estruturantes em diferentes escalas recebe o nome de Morfologia Matemática Multiescalar. A escala do elemento estruturante, principalmente a escala de comprimento, é muito importante para a análise morfológica multiescalar de sinais unidimensionais e as operações que são

utilizadas também podem ser de abertura e fechamento. É necessária a definição prévia de escolha do elemento e da variação sofrida a cada iteração de acordo com Chen, 2013. As equações que definem as operações de abertura e fechamento para o caso da morfologia matemática multiescalar, considerando n o número (inteiro) que define a escala e g_n o número que define o elemento estruturante na escala n , respectivamente são (Maragos, 1989):

$$f \circ g_n = (f \ominus g_n) \oplus g_n \quad (23)$$

$$f \circ g_n = (f \oplus g_n) \ominus g_n \quad (24)$$

A comparação da variação escalar dos elementos estruturantes plano e Double dot são apresentados na Tabela 2. A equação que rege a correlação entre dois espectros gerados pela análise da matemática morfológica multiescalar é:

$$\rho = \frac{Cov[P1,P2]}{\sqrt{Var[P1]Var[P2]}} \quad (25)$$

onde $P1$ e $P2$ representam dois diferentes espectros e ρ o coeficiente de correlação entre eles que mede a similaridade entre os dois sinais (com dano e sem dano).

Tabela 2 – Modelos de elementos estruturantes em diferentes escalas

Elemento Estruturante		
Escala	Plano	Double Dot
1	{0, 0, 0}	{1, 0, 1}
2	{0, 0, 0, 0}	{1, 0, 0, 1}
3	{0, 0, 0, 0, 0}	{1, 0, 0, 0, 1}
4	{0, 0, 0, 0, 0, 0}	{1, 0, 0, 0, 0, 1}
5	{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0}	{1, 0, 0, 0, 0, 0, 1}
N	{0, 0, ..., 0, 0}	{1, 0, ..., 0, 1}

Fonte: Chen, 2013

2.6 ANÁLISE DE ESPECTRO

Um processo de média nula pode ser descrito pela sua função de autocorrelação, ou também pelo seu espectro de potência. Embora essas duas ferramentas possam descrever tal processo, eles não apresentam todas as informações necessárias para descrevê-lo. Para comprovar tal afirmação, pode-se usar como exemplo uma comparação entre métodos comuns e distintos no domínio do tempo como ruído branco uniforme e sinal com distribuição Gaussiana. Ambos, embora apresentem as mesmas características espectrais e assim a mesma característica de correlação, apresentam características bem distintas no domínio do tempo. Nota-se, portanto, que as caracterizações de um problema em segunda ordem não possuem eficiência em descrever todas as informações do sistema analisado. Para contornar esse problema recorre-se à utilização de métodos que gerem espectros de ordem superior, HOS (*High Order Spectra*) (Collis, White e Hammond, 1998).

De acordo Collis, White e Hammond (1998) o espectro de potência, que na verdade é a decomposição da potência do sinal, pode ser definido como o valor médio quadrado do sinal de um processo aleatório com média nula. Da mesma maneira, esse conceito pode ser expandido e generalizado para espectros de ordem superior considerando os produtos de ordem superior do sinal. O j -ésimo momento de um sinal (μ_j) pode ser definido como:

$$\mu_j = E[x^j(t)] \quad (26)$$

sendo o sinal representado por x e $E []$ a esperança matemática. Como uma hipótese para a formulação do método foi a de que o processo, cujo sinal seria analisado, apresentaria média nula, os momentos nesse caso, normalmente definidos ao redor da média, podem ser definidos ao redor da origem, já que seus valores devem ser idênticos (Collis, White e Hammond, 1998).

Assim as características do sinal avaliado podem ser obtidas através dos momentos de diferentes ordens, cada ordem fornecendo uma característica distinta. Podemos citar, por exemplo, que o momento de primeira ordem ($j=1$) fornece o valor da média que, para este caso, é nula. O momento de segunda ordem ($j=2$) é definido como a distribuição dos dados ao redor da média, também conhecido como

variância. O momento de uma ordem superior, terceira ordem ($j=3$), resulta na quantificação da simetria de distribuição de probabilidade. Distribuição Gaussiana, por exemplo, apresentaria μ_3 igual a zero, uma vez que é simétrica. O achatamento da função pode ser obtido através do quarto momento ($j=4$).

O achatamento, ou pico, de uma curva de distribuição de probabilidade de um processo qualquer é caracterizado por um parâmetro denominado como curtose e representado pela letra k . Os processos mesocúrticos, que apresentam valores de curtose igual a três, são os de distribuição normal, ou Gaussiana. Os processos leptocúrticos apresentam valores de curtose superiores a três e são mais afunilados, e, por fim, os processos mais planos e achatados, curtose menores que três, são chamados de processos platicúrticos, Casella (2010). A curtose é obtida através da equação que segue:

$$k = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} \quad (27)$$

2.6.1 BIESPECTRO

Os sinais de segunda ordem, como já citado, não fornecem informações das anormalidades apresentadas pelo sinal avaliado. No estudo de sinais vibratórios, onde não linearidades estão presentes, este tipo de espectro não fornece todas as informações necessárias, recorre-se então a um espectro de ordem superior, biespectro, terceira ordem, que forneça as informações complementares (Rivola e White, 1998). A técnica de análise de sinais com espectros de terceira ordem é uma técnica de processamento avançada que permite quantificar não linearidades quadráticas e desvios das anormalidades. Basicamente, segundo Sigl e Chamoun (1994) seu funcionamento está baseado na quantificação das interações entre os diversos componentes do sinal em análise.

A análise de espectros com ordem superior a dois, além de motivada pela falta de informações das não normalidades apresentadas pelos sinais, também pode ser utilizada para estimar informações de componentes não Gaussianos, e para caracterização de propriedades de sistemas não lineares que geram séries temporais (Nikias e Raghuveer, 1987).

Grande parte das ferramentas que utilizam momentos estatísticos para o processamento de sinais é baseada em características de segunda ordem, como nos espectros de potência, variância e a função autocorrelação, uma vez que seus dados são de fácil implementação (Rivola e White, 1998). Em contrapartida, muitos sinais de sistemas reais apresentam informações vitais que fogem desse tipo de análise, sendo, portanto, estudados por análises de ordem superior. Alguns exemplos desses processos são: medidas sísmicas, sinais caóticos, vibração em elementos girantes (rolamentos e engrenagens). Nesse cenário, a análise de terceira ordem, também conhecida como análise biespectral, tem demonstrado um amplo campo de aplicações como análise acústica submarina, processamento da fala e análise de sinais vibratórios (Rivola e White, 1998).

Matematicamente o biespectro, espectro de terceira ordem, pode ser obtido através da decomposição do momento de terceira ordem (assimétrico) de um sinal no domínio da frequência e assim pode detectar assimetrias e não linearidades. Para um processo aleatório e estacionário o biespectro discreto pode ser definido em termos da transformada discreta de Fourier, X_i , do sinal:

$$B(f_1, f_2) \approx \left| \sum_{i=1}^L X_i(f_1) X_i(f_2) X_i^*(f_1 + f_2) \right| \quad (28)$$

A determinação do biespectro exige que o sinal original $x(k)$ seja dividido em L intervalos regulares com média nula. Em cada um desses L segmentos, é então, aplicada a transformada de Fourier (Rivola e White, 1998). X_i representa a transformada de Fourier do i -ésimo intervalo e X_i^* o seu complexo conjugado.

De acordo com a definição matemática o biespectro é, portanto, um número complexo (contém informação de fase) e está em função de duas frequências independentes, f_1 e f_2 . Devido às diversas simetrias presentes no plano (f_1, f_2) não é necessário computar o biespectro para todos os valores $B(f_1, f_2)$ dos pares (f_1, f_2) (Rivola e White, 1998).

As relações de fase, entre os pares de frequência, podem ou não ser aleatórias e para a identificação do tipo das relações é necessário analisar um grande número de intervalos. É impossível comprovar, se o sinal em estudo apresenta ou não interações, com o processamento de apenas um intervalo (Sigl e Chamoun, 1994). Para o caso da análise de um sinal que apresente frequências fundamentais

independentes entre si, o biespectro gerará componentes que, embora tenham mesma frequência, apresentarão ângulos de fase aleatórios que tendem a se anular. Já componentes de sinais que não apresentem essa característica, ângulos aleatórios, irão resultar em um biespectro, para àquele par de frequência, não nulo (Sigl e Chamoun, 1994).

Quando representados os vetores de um biespectro fictício no plano real-imaginário essa visualização, da influência do ângulo de fase no somatório de vetores, fica muito mais evidente. Na Figura 10 são representados dois casos de soma de vetores, com ângulos de fase aleatórios (a) e ângulos de fase não aleatórios (ou acoplados). Nota-se no primeiro caso que o valor médio do somatório de dois vetores com magnitude iguais, porém com ângulos distintos é de magnitude muito inferior quando comparado aos dois primeiros. Quando são utilizados um grande número de vetores com ângulos aleatórios entre si esse vetor médio tende a ser o vetor nulo. Diferentemente desse caso, quando os vetores estão dispostos de maneira não aleatória, no caso com o mesmo ângulo de fase, nota-se que o vetor médio não tende mais à nulidade (Sigl e Chamoun, 1994).

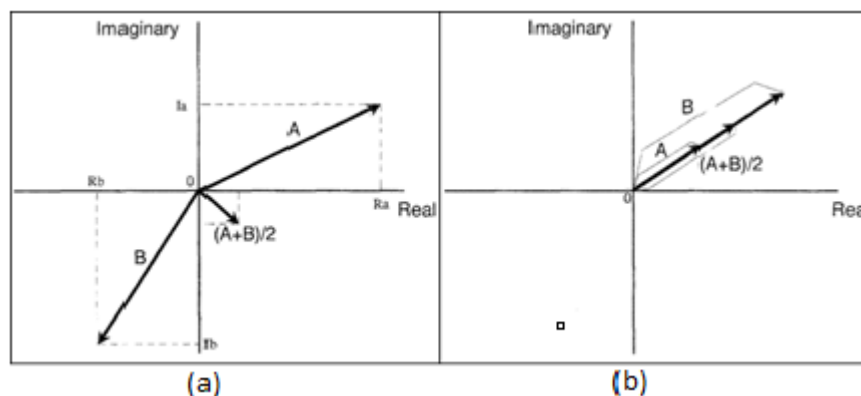


Figura 10 – Acoplamento, (a) aleatório e (b) não aleatório, entre vetores.

Fonte: Sigl e Chamoun (1994)

2.6.2 BICOERÊNCIA

Uma maneira de se utilizar o biespectro para que a variância deste não sofra alteração ao longo de toda a faixa de frequência é fazer a normalização do mesmo. Em muitas ocasiões o valor do biespectro não é utilizado diretamente nas análises. Sua versão normalizada, também chamada de bicoerência, tem valor restrito ao

intervalo de 0 a 1 (Fackrell *et al.*,1995), sendo 0 o valor correspondente à completa ausência de não aleatoriedade (acoplamento) entre fase e o par de frequência (f_1, f_2) e 1 representa o completo acoplamento de fase entre o par (f_1, f_2) . A normalização do biespectro é dada por:

$$b^2(f_1, f_2) = \frac{|\sum_{i=1}^L X_i(f_1)X_i(f_2)X_i^*(f_1+f_2)|^2}{\sum_{i=1}^L |X_i(f_1)X_i(f_2)|^2 \sum_{i=1}^L |X_i(f_1+f_2)|^2} \quad (29)$$

A Figura 11 mostra o biespectro do sinal mostrado na Figura 3.

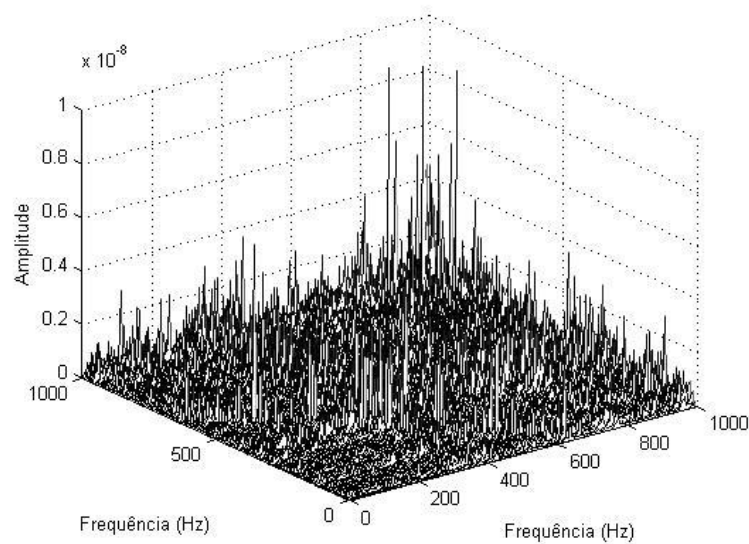


Figura 11 – Curva do biespectro. Fonte: O autor, 2015.

3 METODOLOGIA

Uma importante característica do trabalho é a definição e a implementação do processo de teste vibratório dos corpos de prova, caixas de câmbio sem defeito e com modos de falha estudadas em ciclo específico. No presente capítulo serão descritos todos os equipamentos necessários para a realização dos ensaios e para a aquisição de dados assim como a metodologia experimental utilizada para as medições.

3.1 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

O desenvolvimento foi feito através de ensaios experimentais. Os parâmetros dos ensaios, como planejamento: dimensões, fixações e preparação dos corpos de prova, execução: posicionamento dos sensores e padronização dos procedimentos, e posterior manipulação matemática dos dados e, por fim, a análise e discussão dos resultados obtidos através dos métodos da matemática morfológica, wavelet e biespectro. Esses parâmetros serão abordados na sequência.

3.1.1 BANCADA DE ENSAIO

A bancada de ensaio utilizada nos testes desse projeto, Figura 12, tem como objetivo simular o funcionamento de um câmbio automotivo. Para que seja feita essa simulação a bancada conta com dois motores elétricos, acoplados à caixa de câmbio que será testada, e um sistema de abastecimento de óleo no câmbio.

Os dois motores elétricos, marca SIEMENS, modelo 1PH7184-2NF00-0AA0, com potência de 51 kW e rotação de até 1500 rpm, são acoplados à caixa de câmbio (Figura 12). O motor elétrico dianteiro (1) é posicionado através de um acoplamento no eixo de entrada do câmbio e funciona tracionando todo o conjunto do câmbio (4), simulando a ação do motor do veículo. Já o segundo motor, motor elétrico traseiro (2), é posicionado no flange de saída do câmbio para funcionar como um freio, aplicando torque constante no sentido contrário de rotação. Este motor tem como função simular pequenas cargas no conjunto de câmbio, amplificando os ruídos e níveis de vibração do sistema, gerados pelos

engrenamentos e pelos rolamentos. O torque transmitido pelo motor traseiro normalmente é de 200 N.m.

O sistema de abastecimento de óleo no câmbio (3) ajuda a simular, ainda que parcialmente, as condições de operação de uma caixa de câmbio no funcionamento de um veículo. Para que seja feito o abastecimento, remoção e filtragem do óleo, para sua reutilização na bancada de testes, um sistema hidráulico agregado ao conjunto de motores e câmbio é posicionado.

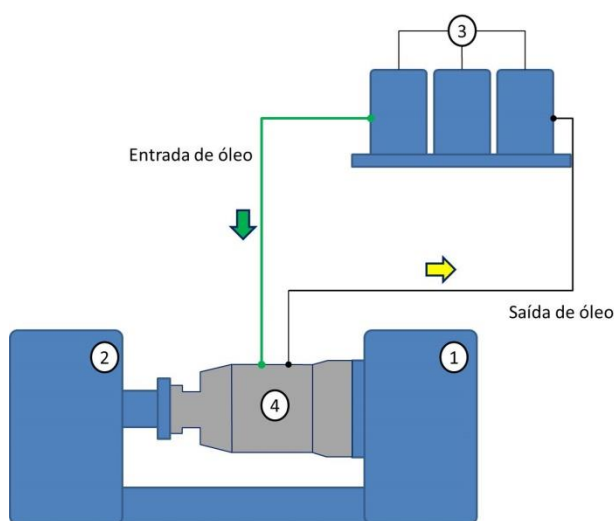


Figura 12 – Representação esquemática da bancada de ensaio.

Fonte: O autor, 2015.

O procedimento do ensaio consiste em um ciclo com dez operações sequenciais. A cada operação do ciclo, uma diferente velocidade angular de entrada é submetida no câmbio e uma diferente marcha é engrenada. A aquisição dos dados só é iniciada quando o motor traseiro aplica o torque constante no sentido contrário de giro do motor dianteiro, torque esse que só é aplicado depois da estabilização da velocidade de entrada. Os dez passos do ensaio são detalhados na Tabela 3. Os códigos dos engrenamentos são compostos por cinco letras. A primeira letra se refere a qual engrenagem está aplicando o torque no sistema (N- Neutra, R- Reversa, 1-Primeira, 2-Segunda, 3-Terceira). A segunda e terceira letra se referem ao par de engrenagens denominado Split (HS – *High Split* e LS – *Low Split*). As duas últimas letras do código se referem à engrenagem redutora da caixa (também chamada de engrenagem de alcance), sendo LR – baixo alcance (atuando) e HR – alto alcance (não atuando).

Tabela 3 – Operações do Ciclo de Teste

Etapa do ensaio	Velocidade Angular (rpm)		Marcha Engrenada	
	Entrada	Saída	Sequencial	Código
1 ^a	600	Zero	Neutro	NLSLR
2 ^a	300	Zero	Neutro	NLSLR
3 ^a	500	10	1° marcha ré	RLSLR
4 ^a	1500	30	4° marcha	2HSLR
5 ^a	1500	270	5° marcha	3LSLR
6 ^a	1500	556	8° marcha	1HSHR
7 ^a	300	50	5° marcha	3LSLR
8 ^a	700	259	8° marcha	1HSHR
9 ^a	1500	340	6° marcha	3HSLR
10 ^a	1500	1178	11° marcha	3LSHR

Fonte: O autor, 2015.

3.1.2 MEDIÇÕES

Para a aquisição de dados foram medidos os sinais de vibração produzidos por algumas caixas de câmbio no ciclo de teste conforme já foi explanado. Todas as caixas de câmbio estavam em condições de teste com 16 litros de óleo à temperatura de 50 °C.

Foi adotado como padrão de estudo um modelo básico de câmbio automatizado para veículos pesados. Foram ensaiadas 10 caixas de câmbio aprovadas, sem dano, subjetivamente e mais três caixas de câmbio com diferentes tipos de dano propositalmente induzidos, para fins de controle, comparação e validação dos métodos matemáticos envolvidos no estudo. A Tabela 4 traz informações das caixas de câmbio que foram analisadas pelo ciclo de teste assim como seus respectivos tipos de dano.

Tabela 4 – Caixas de Câmbio analisadas

Descrição	Quantidade	Detalhes
Caixas Aprovadas	10	Aprovação através de método subjetivo
Caixas Reprovadas	1	Dente da engrenagem 3 batido
Caixas Reprovadas	1	Capa de rolamento traseiro riscada
Caixas Reprovadas	1	Capa de rolamento frontal riscada

Fonte: O autor, 2015.

3.1.3 AQUISIÇÃO DE DADOS

Todos os sinais experimentais adquiridos no momento do ensaio foram armazenados no domínio do tempo para que pudessem ser manipulados e tratados em outro momento. A medição dos sinais ocorreu com a utilização de cinco sensores, acelerômetros, marca *Measurement Specialties*, modelo 4610-050, conectados em cinco canais de aquisição de dados com taxa de aquisição de 4.000 Hz por 10 segundos em cada etapa do ciclo de teste.

Todos os equipamentos utilizados para a aquisição de dados na bancada de ensaio estão detalhados na Tabela 5 e o fluxo de informações da cadeia de medições está esquematizado na Figura 13.

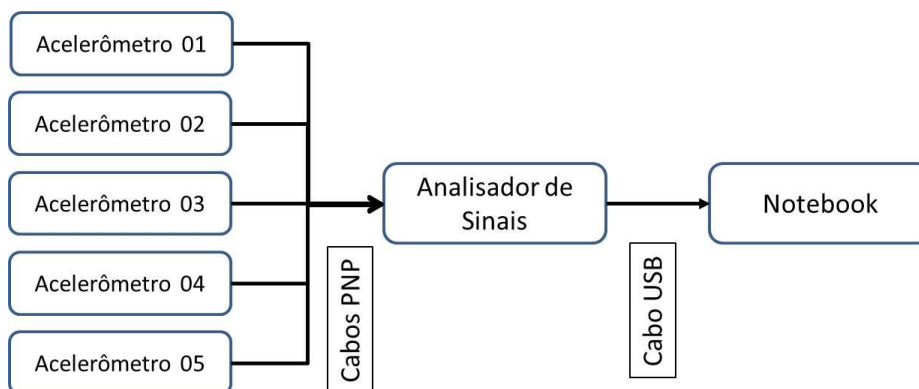


Figura 13 – Cadeia de aquisição de dados nas medições

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 5 – Equipamentos Utilizados na medição de aceleração dos câmbios

Equipamento	Marca	Modelo	Quantidade
Acelerômetro	Measurement Specialties	4610-050	5
Aquisitor de sinal	Spectra	Spectra 3000	1
Notebook	Dell	Latitude 420	1
Cabos	-	-	5
Blocos de fixação de acelerômetro	-	-	5
Adesivo de cianoacrilato	3M	-	1
Parafusos de fixação	FG	M3	10

Fonte: O autor, 2015.

Outro parâmetro importante para a execução dos ensaios é o posicionamento dos acelerômetros nos corpos de prova. A medição ocorreu simultaneamente em cinco pontos distintos nos mancais de rolamento, principal trajeto de propagação das vibrações, da caixa de engrenagens. A distribuição dos sensores foi desenvolvida considerando as três principais direções de medição, eixos x, y e z. A Figura 14 mostra a posição dos cinco acelerômetros.

A distribuição dos acelerômetros nas caixas ensaiadas se deu da seguinte forma:

- Acelerômetro 01 mediu a aceleração no eixo z, do mancal frontal superior;
- Acelerômetro 02 mediu a aceleração no eixo z, do mancal frontal inferior;
- Acelerômetro 03 mediu a aceleração no eixo z, do mancal traseiro inferior;
- Acelerômetro 04 mediu a aceleração no eixo x, em uma posição intermediária entre os mancais frontais;
- Acelerômetro 05 mediu a aceleração no eixo y, do mancal traseiro inferior.

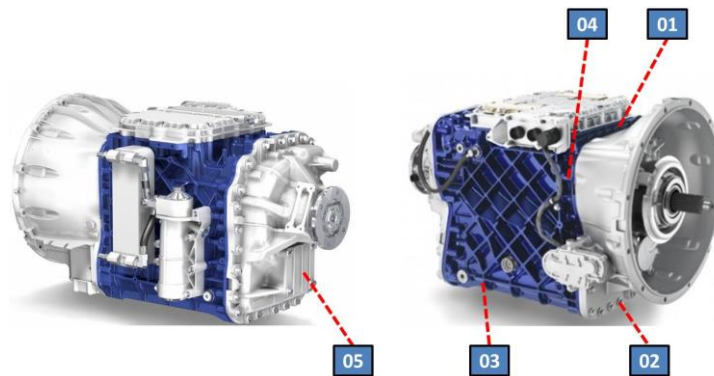


Figura 14 – Posicionamento dos Acelerômetros no corpo de prova

Fonte: O autor, 2015.

3.1.4 DANOS

Conforme mencionado anteriormente, diferentes tipos de dano, em três caixas de câmbio, foram introduzidos. Isso foi feito para que se pudesse fazer uma comparação entre os resultados de medições dos corpos de prova propositalmente danificados em relação aos corpos de prova que foram subjetivamente aprovados, sendo esses considerados, para os parâmetros do projeto, como corpos de prova padrão.

Os danos introduzidos às caixas de câmbio estão relacionados com o índice de ocorrência dos mesmos no processo produtivo. De acordo com o departamento de qualidade, 90% das caixas de câmbio danificadas apresentam danos da natureza de

amassamento de perfil do dente da engrenagem e de risco em capa, pistas externas de rolamentos. Esses números podem ser mais bem visualizados pelo diagrama de Pareto apresentado na Figura 15.

Desta maneira os danos introduzidos aos três corpos de prova danificados se dividem em: dois com dano de risco em capa de rolamento e um com batida no dente da engrenagem.

Os câmbios D1 e D2, que sofreram danos do tipo risco em capa de rolamento, sofreram um risco na pista externa de rolamento do mancal frontal inferior e na pista externa do mancal traseiro superior respectivamente. Para que o dano fosse introduzido fixou-se o componente em um torno de bancada e um punção foi atritado contra um ponto da área de contato dos elementos rolantes de um rolamento. As características do dano induzido nos rolamento são apresentadas na Tabela 6.

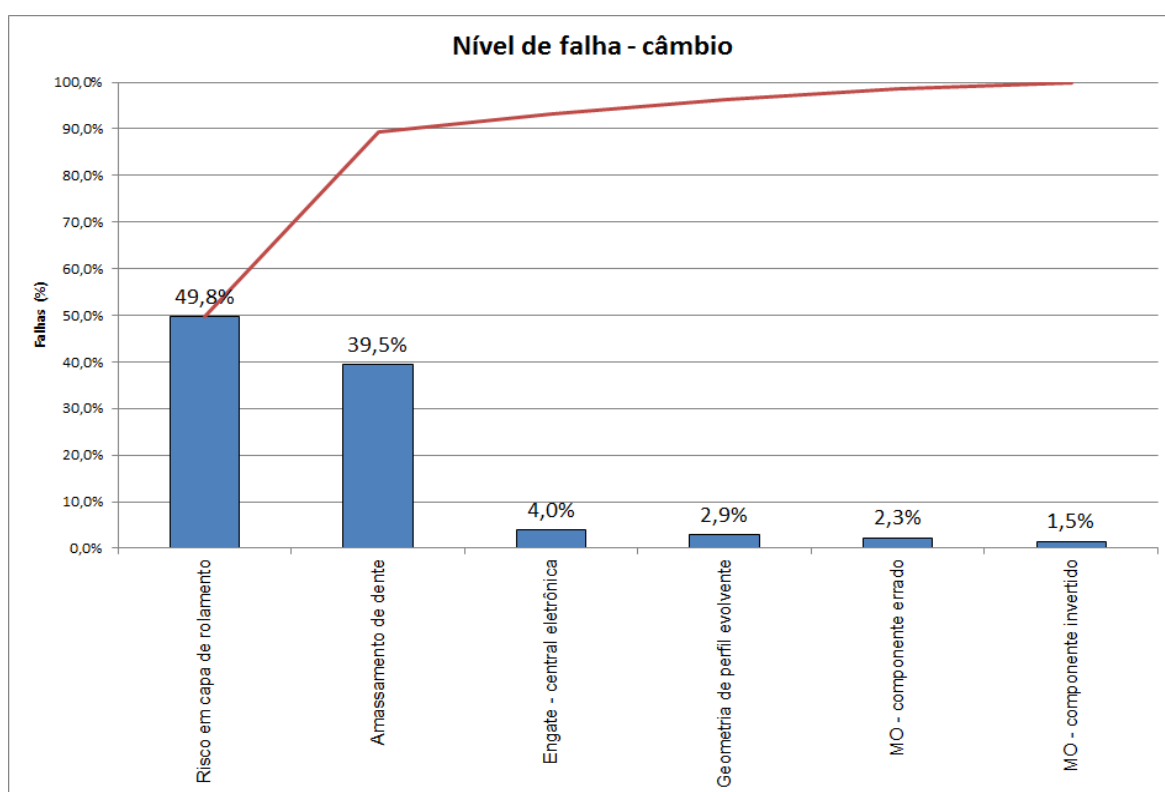


Figura 15 – Diagrama de Pareto de falhas em Câmbio

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 6 – Características dos danos D1 e D2

Modo de Dano	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Risco na Capa frontal Inferior – D1	0,1	12,6	0,1
Risco na Capa Traseiro Superior – D2	0,1	14,3	0,1

Fonte: O autor, 2015.

O último câmbio danificado, D3, sofreu um tipo diferente de dano, amassamento no dente de engrenagem, já que apresentava um dente amassado na engrenagem P3. O procedimento para a criação do dano é semelhante ao procedimento para os danos em D1 e D2. Fixou-se a engrenagem em um torno de bancada e depois se aplicou um golpe sobre o punção, com martelo pena, que estava em contato com o dente de engrenagem. Assim houve a remoção de material da face do dente, conforme Figura 16. A deformação gerada foi medida e os resultados são apresentados na Tabela 7.

**Figura 16** – Dano no dente de engrenagem

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 7 – Características do dano D3

Modo de Dano	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Batida em Dente de Engrenagem – D3	8,4	4,8	0,5

Fonte: O autor, 2015.

3.2 JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA

A metodologia adotada para a aquisição de dados é embasada no levantamento do estado da arte sobre ensaios vibratórios e análise de danos através dos mesmos. O acelerômetro é o sensor mais utilizado para esse tipo de ensaio em todas as pesquisas relacionadas à área. A utilização de mais de um acelerômetro simultaneamente também é um método eficaz, já observado em experiências anteriores. Além de tornar o processo mais rápido, exigência de apenas um ensaio por corpo de prova, a interferência é menor para esse tipo de montagem de ensaio.

Desta maneira, procurou-se padronizar o posicionamento dos acelerômetros para as diferentes caixas de câmbio ensaiadas, padronizar o torque aplicado nas diferentes etapas do ciclo de teste, padronizar a temperatura do óleo, enfim, buscou-se reproduzir de maneira idêntica cada ensaio. Com isso, a obtenção dos dados experimentais se tornou mais confiável e a também posterior manipulação e aplicação dos diferentes métodos de tratamento de sinais, biespectro, matemática morfológica e teoria de wavelet.

A metodologia escolhida, além de ser utilizada na prática para o controle de qualidade de caixas de câmbio automotivos, demonstrou ser viável, uma vez que fazendo uma rápida análise dos sinais obtidos podem-se notar diferenças consideráveis para os sinais dos câmbios sem defeitos e com defeitos. Indicando que, provavelmente, após o tratamento dos sinais, o dano poderá ser localizado.

4 RESULTADOS

Os dados experimentais foram obtidos para 10 caixas de câmbio, consideradas em boas condições (baseada na audição de um técnico); 1 caixa com defeito no rolamento dianteiro inferior (Fig. 17) ; 1 caixa com defeito no rolamento traseiro superior (Fig. 18) e 1 caixa com um dente de engrenagem danificado (Fig. 19).

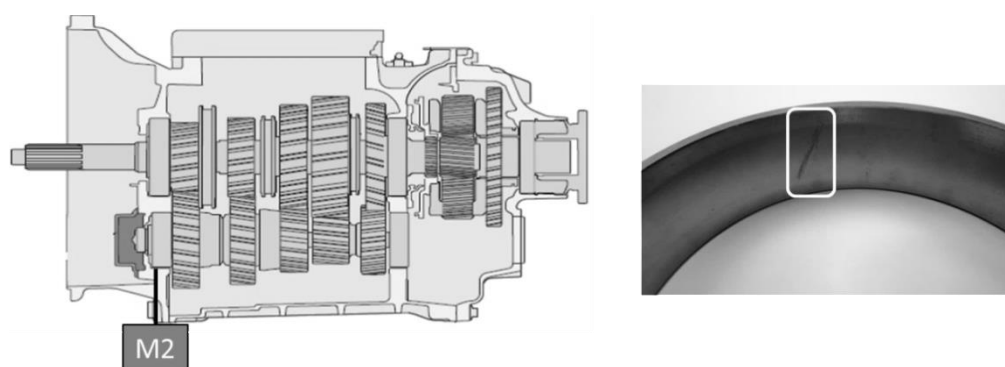


Figura 17 – Dano no mancal dianteiro inferior. Fonte: O autor, 2015.

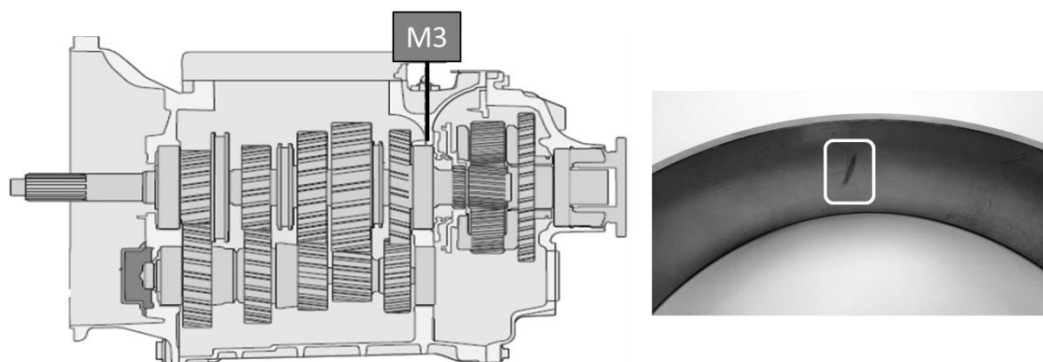


Figura 18 – Dano no mancal traseiro superior. Fonte: O autor, 2015.

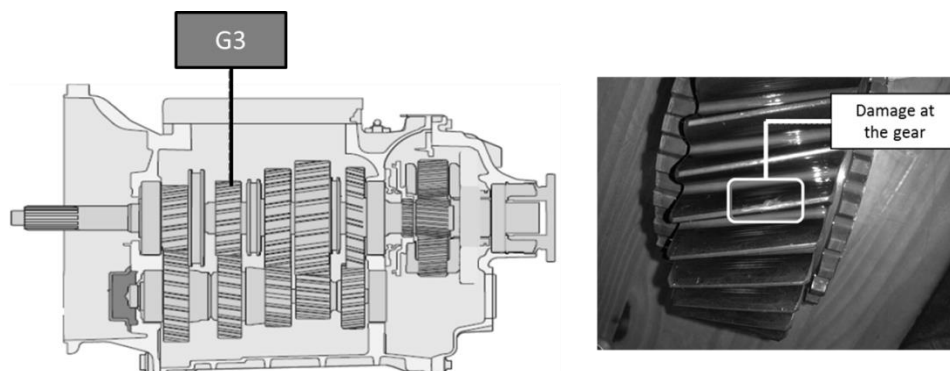


Figura 19 – Dano no dente de uma engrenagem. Fonte: O autor, 2015.

Numa primeira etapa procurou estabelecer um sinal padrão. Mesmo sendo a obtenção do sinal das 10 caixas feita através de ensaios controlados, verificou-se uma grande variação nos sinais de uma caixa para outra (Figuras 20 e 21). Os sinais mostrados nestas figuras foram obtidos pelo acelerômetro 01 (Fig. 14), para duas caixas diferentes em boas condições e para a 1ª etapa (Tab. 3).

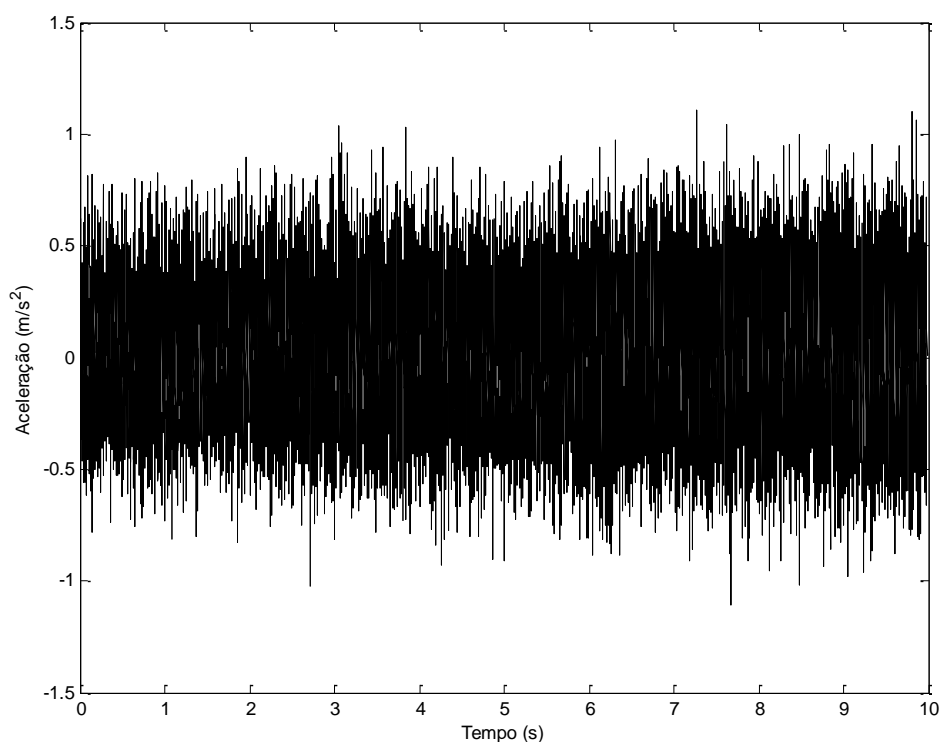


Figura 20 – Aceleração obtida pelo sensor 01 (Fig. 14) para uma amostra em boas condições. Fonte: O autor, 2015.

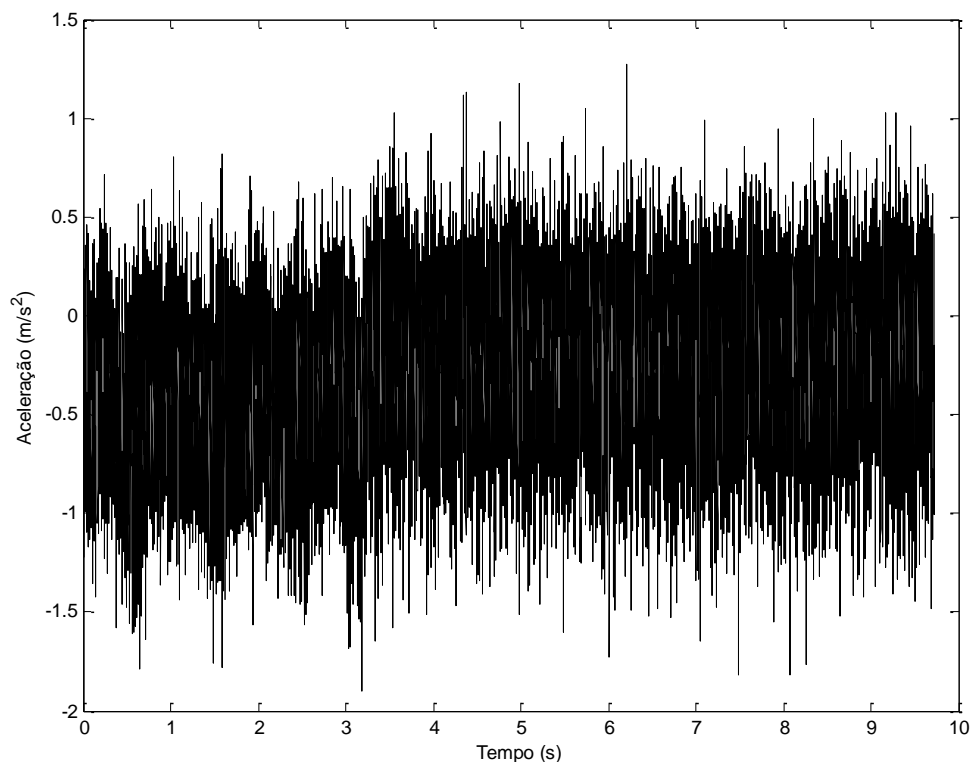


Figura 21 – Aceleração obtida pelo sensor 01 (Fig. 14) para uma amostra em boas condições. Fonte: O autor, 2015.

Desta forma, procurou-se estabelecer um sinal de referência. Optou-se por escolher de 5 a 7 sinais, para cada passo (marcha), que apresentassem menor dispersão e, através destes sinais escolhidos obteve-se a média dos mesmos.

4.1 Biespectro e curtose

Um índice baseado na utilização do biespectro foi definido e aplicado sobre os sinais. Esse índice é composto pela soma de todos os valores de biespectro das caixas com e sem danos e comparados entre si, como apresentado pelas equações (30) e (31).

$$\text{IndB} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n B(k,l) \quad (30)$$

$$\text{BreI} = \frac{|\text{IndB}_b - \text{IndB}_a|}{|\text{IndB}_a|} \quad (31)$$

onde IndB_a representa os parâmetros do biespectro sem dano e IndB_b representa os parâmetros do biespectro do sistema com dano.

A Fig. 22 mostram os resultados obtidos para o sistema sem dano e para os sistemas com componentes danificados. Os valores do sistema sem dano foram obtidos considerando o sinal de referência (valor médio) e o sinal de uma caixa sem dano. É possível notar que os valores do parâmetro baseado no biespectro para o sistema sem dano são menores. Nota-se também que existem maiores variações para determinados passos. Os passos que apresentam menores variações são para os ensaios realizados em menores rotações (Tab. 3).

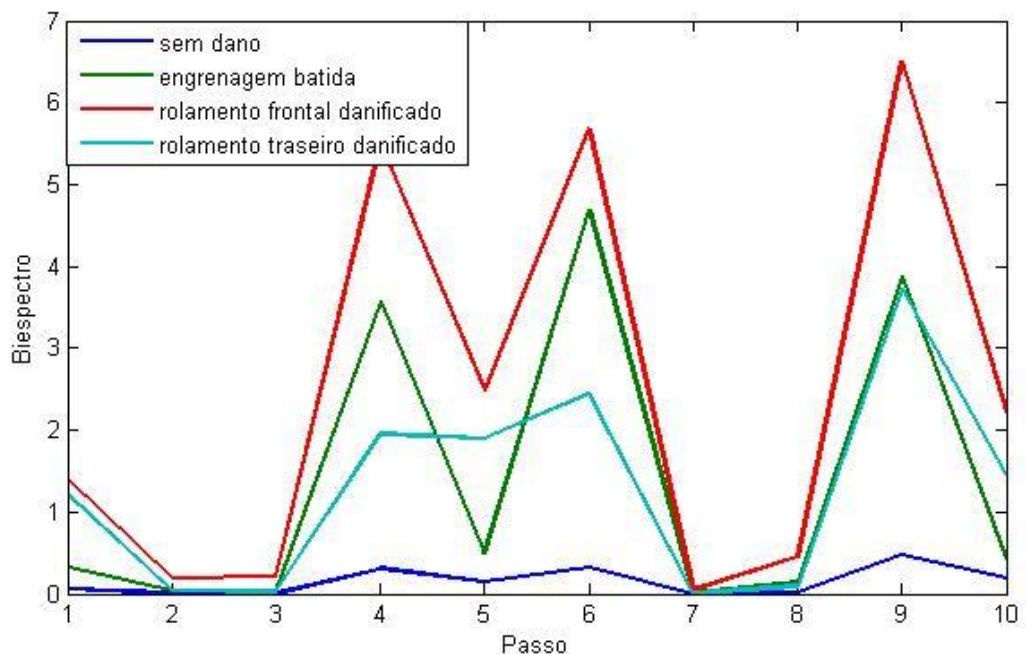


Figura 22 – Variação de um parâmetro baseado no biespectro.

Fonte: O autor, 2015.

Fig. 23 mostram as curvas obtidas para a curtose. Nota-se também que os maiores valores são obtidos para os sistemas danificados, e em especial para o sistema com a engrenagem batida. Nota-se para alguns passos o sinal do sistema com rolamento dianteiro danificado apresenta menores valores que os demais.

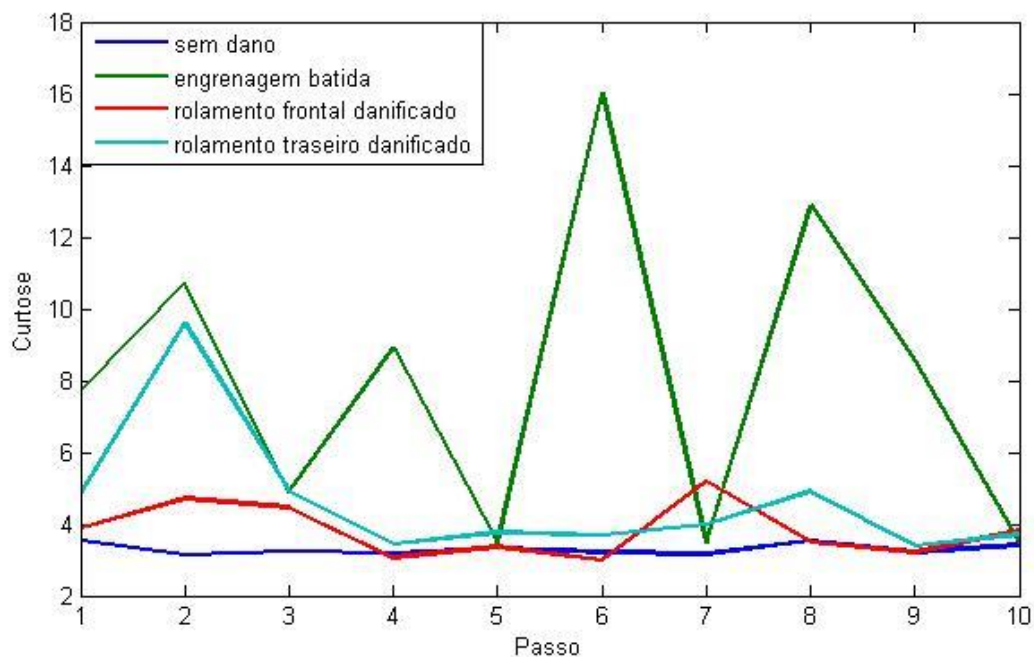


Figura 23 – Variação a curtose. Fonte: O autor, 2015.

4.2 Wavelet

Figura 24 mostra as curvas de energia obtidas para os sistemas sem e com dano. Nota-se que os valores deste parâmetro são menores para o sistema sem dano. Os sinais mostrados são para o sensor 01 e para o primeiro passo (marcha).

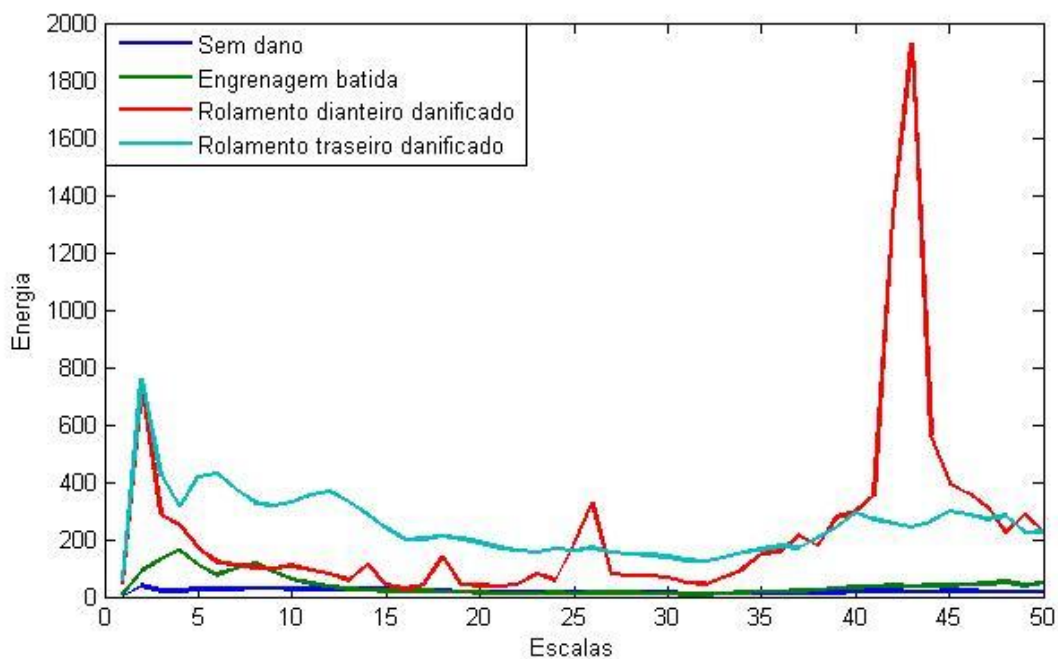


Figura 24 – Energia do sinal da wavelet. Fonte: O autor, 2015.

Fig. 25 mostra as curvas obtidas para o índice de energia mostrado na eq. (18). Nota-se que para todos os casos, os valores do índice são menores para o sistema sem dano. Em alguns passos (marchas) os índices de alguns sistemas danificados aproximam dos valores do sistema sem dano.

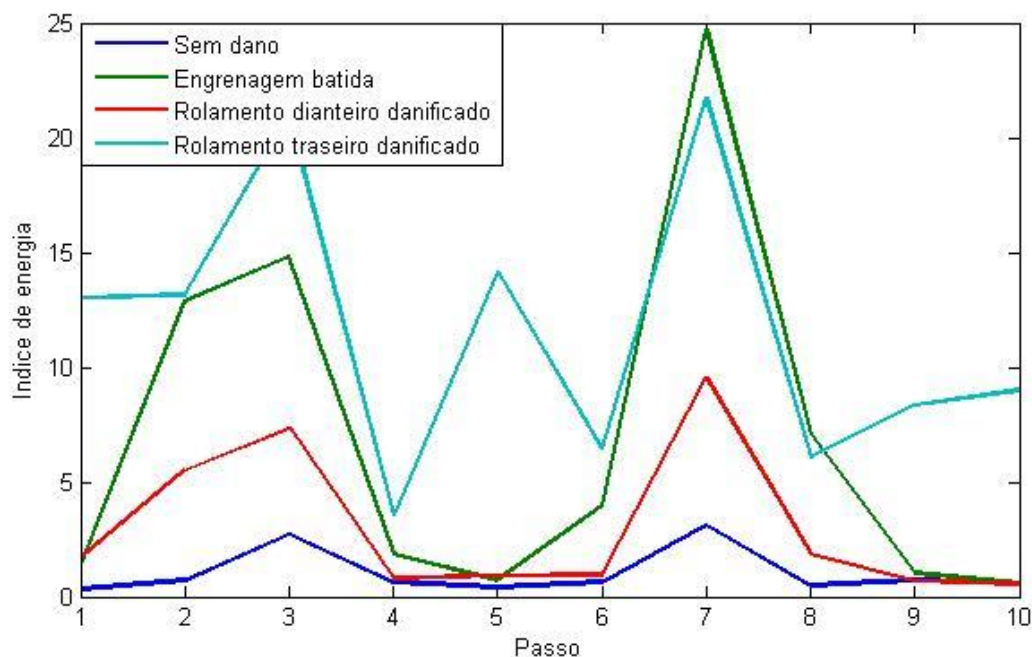


Figura 25 – Índice de energia do sinal usando wavelet. Fonte: O autor, 2015.

4.3 Matemática morfológica

Aplicou-se cada uma das quatro operações básicas de morfologia matemática (erosão, dilatação, abertura e fechamento), como definido pelas equações (19) a (22), respectivamente, utilizando-se elemento estruturante *double dot* (modelo {1 0 1}) com variação escalar de zero à 100. As análises levaram em consideração os valores obtidos para o índice de correlação mostrado na eq. (25).

Figura 26 mostra as curvas obtidas utilizando a operação de dilatação. Nota-se que para o sistema sem dano o índice é praticamente igual a unidade. Para o sistema com engrenagem e rolamento traseiro danificado o índice oscila pouco em torno de 0,96. Para o sistema com rolamento dianteiro danificado o índice tem maiores oscilações variando de 0,82 a 0,96. Cumpre ressaltar que as variações dos índices dos sinais do rolamento dianteiro são maiores para determinados passos.

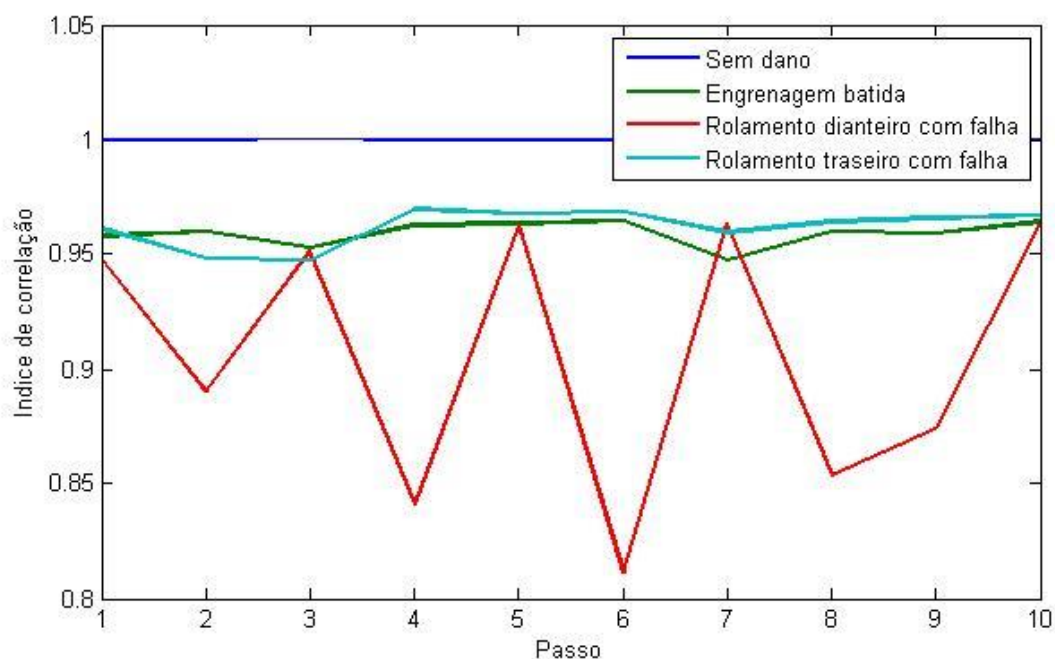


Figura 26 – Índice de correlação (dilatação). Fonte: O autor, 2015.

Figura 27 mostra as curvas obtidas utilizando a operação de erosão. Nota-se que o comportamento é semelhante ao apresentado para o sistema utilizando a operação de dilatação. Nota-se que para o sistema sem dano o índice é praticamente igual a unidade. Para o sistema com engrenagem e rolamento traseiro danificado o índice oscila pouco em torno de 0,96. Para o sistema com rolamento dianteiro danificado o índice tem maiores oscilações variando de 0,84 a 0,96. Cumpre ressaltar novamente que as variações dos índices dos sinais do rolamento dianteiro são maiores para determinados passos.

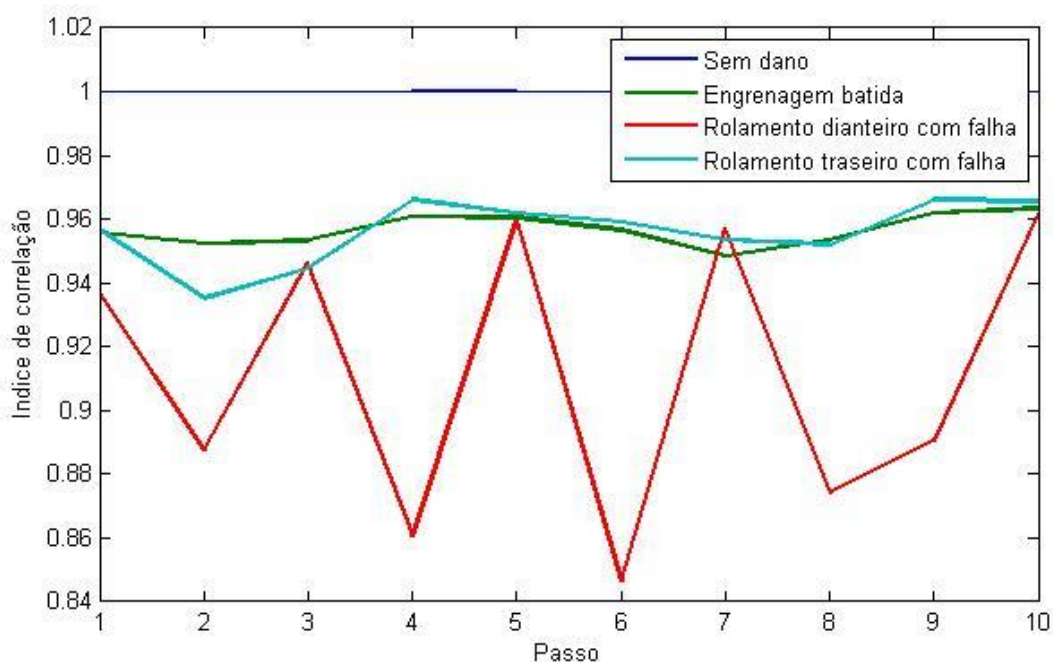


Figura 27 – Índice de correlação (erosão). Fonte: O autor, 2015.

Figura 28 mostra as curvas obtidas utilizando a operação de fechamento. Nota-se que para o sistema sem dano o índice de correlação varia de 0,72 a 0,80. Para o sistema com engrenagem danificada o índice varia de 0,32 a 0,42; para o sistema com rolamento traseiro danificado o índice oscila pouco de 0,4 a 0,5 e para o sistema com rolamento dianteiro danificado o índice tem maiores oscilações variando de 0,3 a 0,5. Cumpre ressaltar novamente que as variações dos índices dos sinais do rolamento dianteiro são maiores para determinados passos.

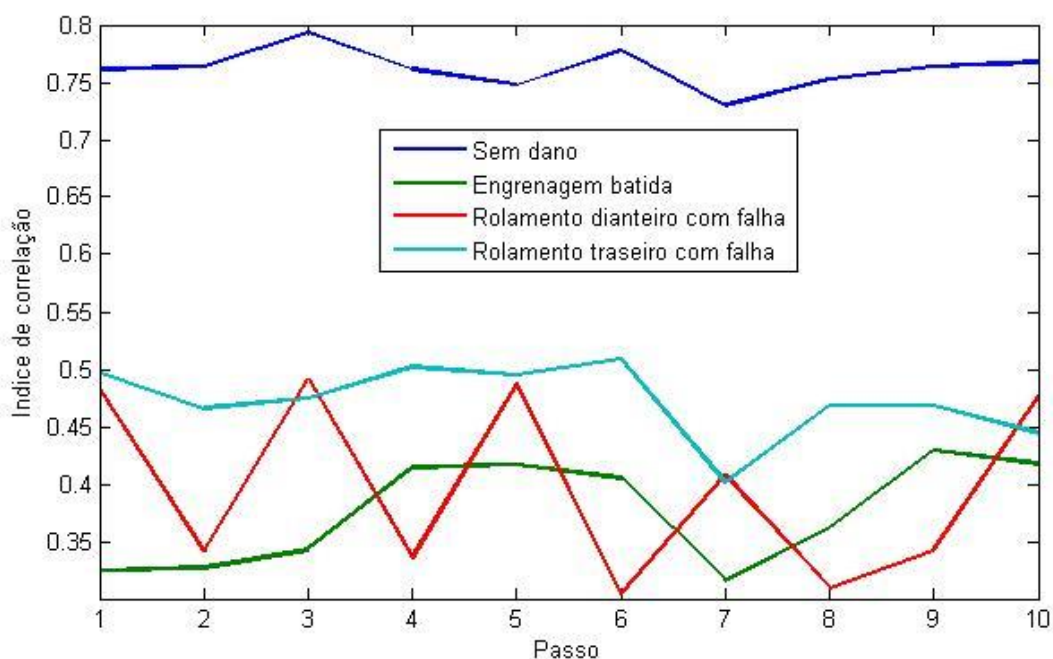


Figura 28 – Índice de correlação (fechamento). Fonte: O autor, 2015.

Figura 29 mostra as curvas obtidas utilizando a operação de abertura. Nota-se que para o sistema sem dano o índice de correlação está próximo da unidade. Para o sistema com engrenagem danificada o índice varia de 0,32 a 0,42; para o sistema com rolamento traseiro danificado o índice oscila pouco de 0,4 a 0,5 e para o sistema com rolamento dianteiro danificado o índice tem maiores oscilações variando de 0,32 a 0,5. Cumpre ressaltar novamente que as variações dos índices dos sinais do rolamento dianteiro são maiores para determinados passos.

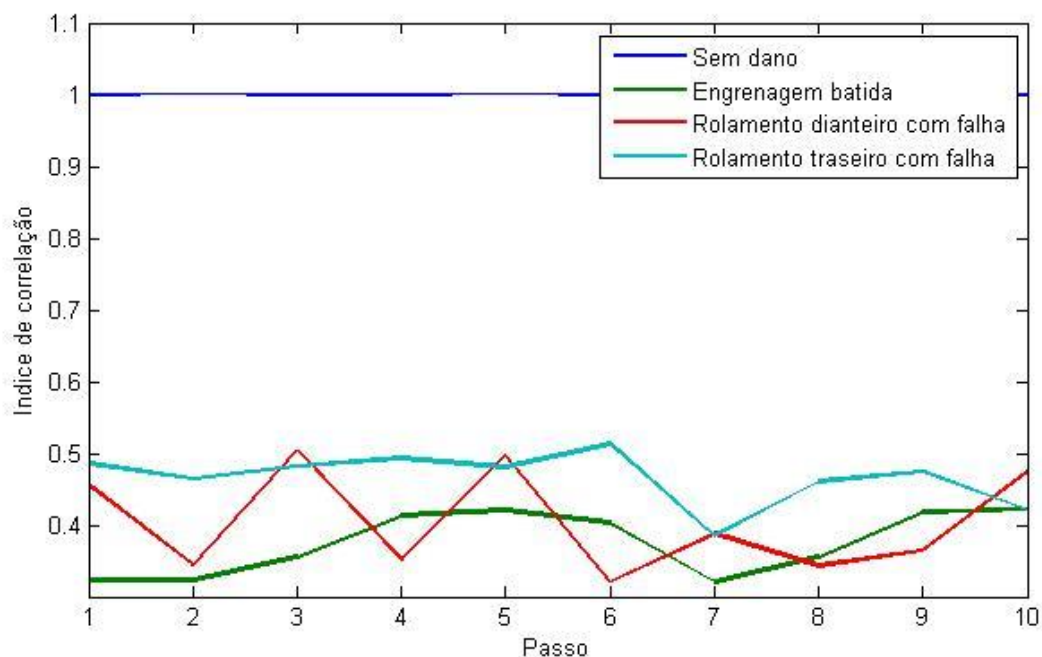


Figura 29 – Índice de correlação (abertura). Fonte: O autor, 2015.

4.4 Diagnose

Para diagnosticar falhas em componentes foi usado um procedimento baseado na variação das escalas mostrado na Tab. 2, usando o elemento estruturante *double dot* para obtenção dos espectros dos sinais. A Figura 30 mostra um diagrama de análise de falhas em caixas de câmbio automotivas. A Tab. 8 mostra as características geométricas dos rolamentos utilizados.

Tabela 8 – Características geométricas dos rolamentos

Posição do Mancal	Número de rolos (Z)	Diâmetro dos elementos rolantes (d - mm)	Diâmetro raiz (Dm - mm)	Ângulo de contato (α - °)
Frontal superior	20	18,21	106,42	15,64
Traseiro superior				
Frontal inferior	20	13,40	74,80	15,50
Traseiro inferior				
Apoio do eixo de entrada	15	12,32	55,70	10,27
Eixo de saída	12	17,46	111,70	0,00

Fonte: Manual Koyo, 2014.

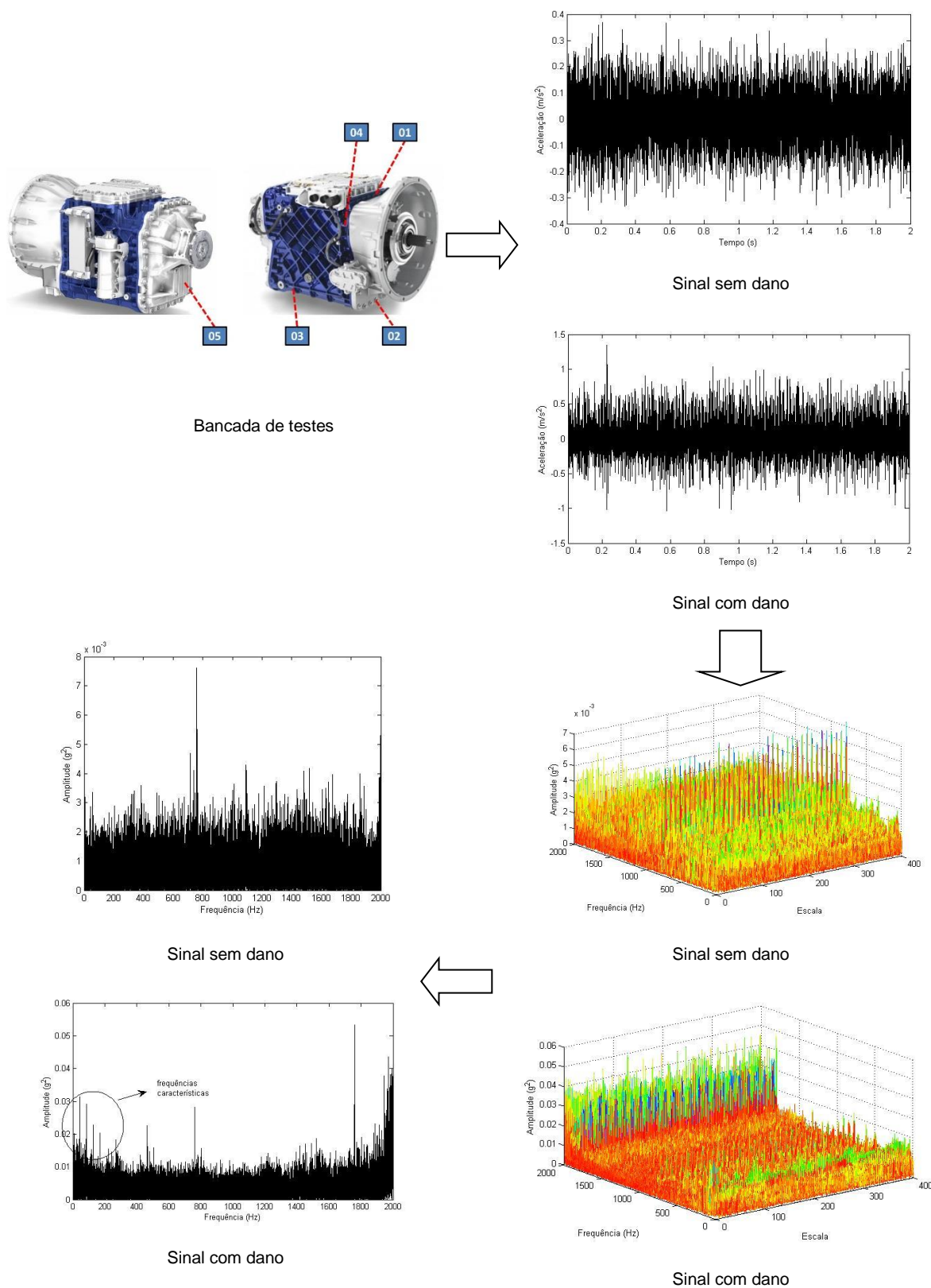


Figura 30 – Diagrama para diagnóstico de falhas em componentes. Fonte: O autor, 2015.

Desse modo, o processo de diagnose tem as seguintes etapas:

1. Medição dos sinais de aceleração nos pontos definidos anteriormente durante um ciclo de testes completo;
2. Obtenção dos sinais de aceleração no domínio do tempo;
3. Os sinais de aceleração dos câmbios passam pela análise multiescalar variando-se o tamanho do elemento estruturante escolhido de 1 a 400, aplicando-se uma operação morfológica;
4. Os níveis de energia no domínio da frequência são avaliados, identificando-se frequências características de falha com níveis destacados, dependendo do tipo de dano existente na caixa de câmbio.

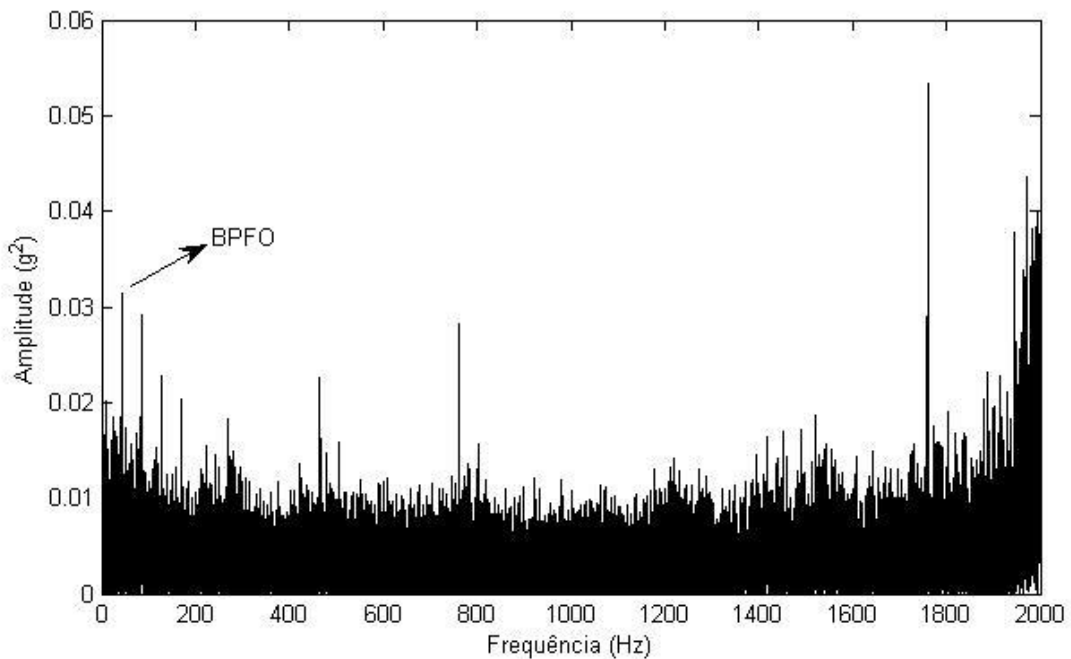


Figura 31 – Espectro do sinal do sistema com rolamento dianteiro danificado. Fonte: O autor, 2015.

Figura 31 mostra o espectro do sinal para um câmbio com rolamento dianteiro danificado. O dano foi introduzido na capa externa de rolamento, o que excita uma frequência específica denominada BPFO (do inglês *Ball Pass Frequency Outer ring* ou frequência de excitação do elemento rolante na pista externa de rolamento), que

pode ser determinada pela eq. (5). Para cálculo desta frequência específica, usou-se: número de elementos rolantes = 20; ângulo de contato igual a $15,642^\circ$; diâmetro do elemento rolante = 18,21 mm; diâmetro primitivo do rolamento = 106,4 mm e frequência de rotação do eixo = 5 Hz. Desta forma a frequência BPFO é 41,74 Hz.

Figura 32 mostra o espectro do sinal para um câmbio com rolamento traseiro danificado. O dano foi introduzido na capa externa de rolamento, o que excita uma frequência específica denominada BPFO (do inglês *Ball Pass Frequency Outer ring* ou frequência de excitação do elemento rolante na pista externa de rolamento), que pode ser determinada pela eq. (5). Para cálculo desta frequência específica, usou-se: número de elementos rolantes = 20; ângulo de contato igual a $15,642^\circ$; diâmetro do elemento rolante = 18,21 mm; diâmetro primitivo do rolamento = 106,4 mm e frequência de rotação do eixo = 8,33 Hz. Desta forma a frequência BPFO é 69,57 Hz.

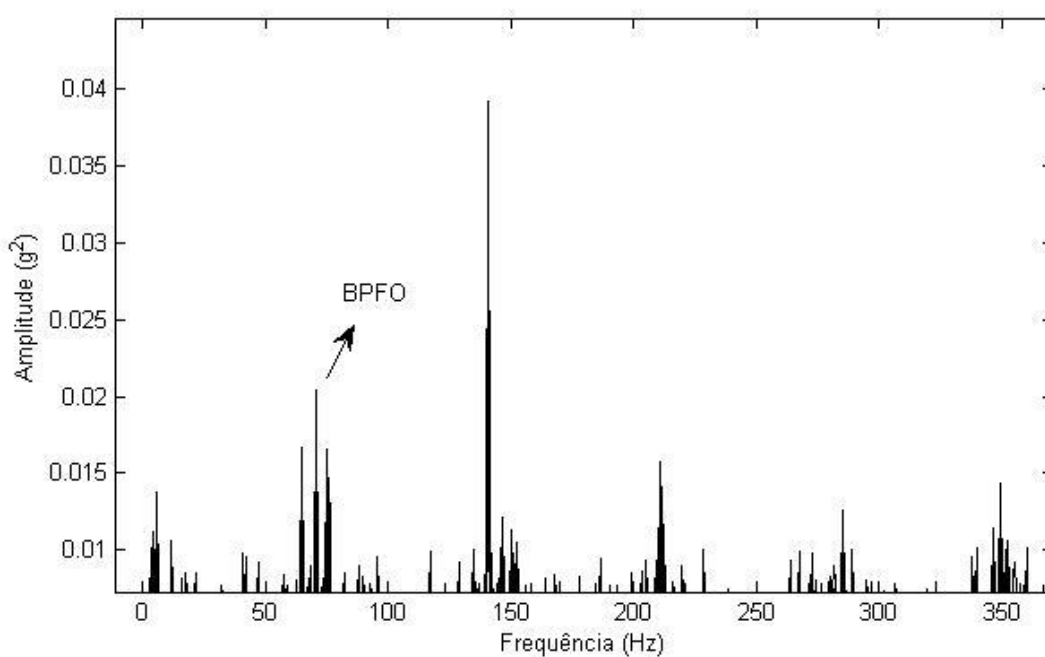


Figura 32 – Espectro do sinal do sistema com rolamento traseiro danificado.

Fonte: O autor, 2015.

Figura 33 mostra o espectro do sinal do sistema com um dente de engrenagem danificado. A frequência de rotação do eixo é 19,625 Hz, o número de dentes é 35 e desta forma a frequência de engrenamento é 686,875 Hz.

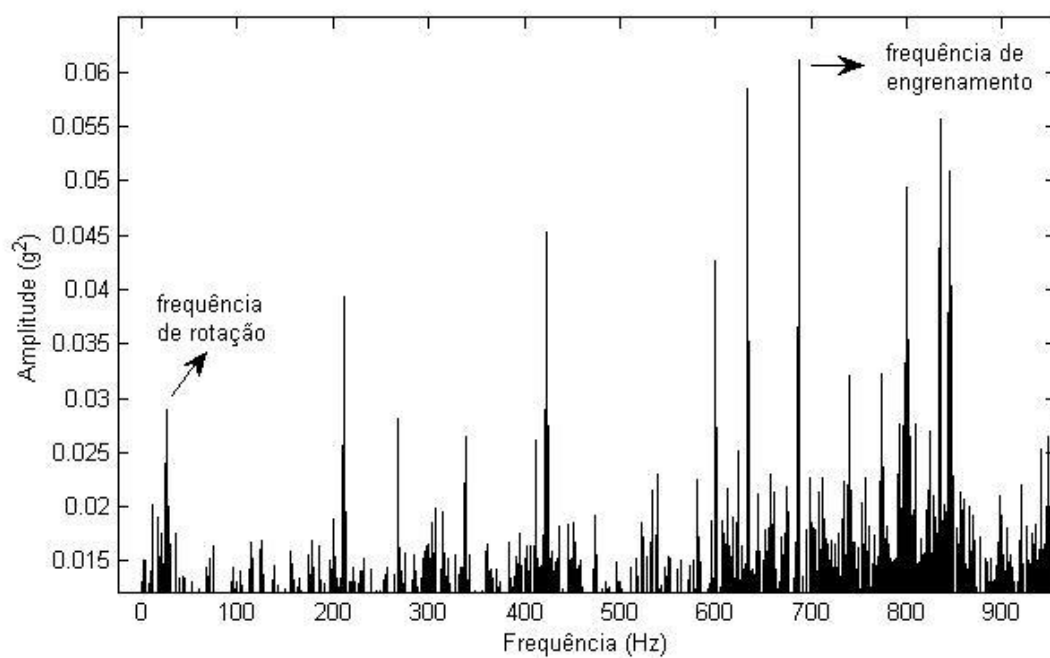


Figura 33 – Espectro do sinal do sistema com engrenagem danificada.

Fonte: O autor, 2015.

5 CONCLUSÕES

A matemática morfológica, transformada wavelet, biespectro e curtose, demonstraram ser ferramentas potenciais para a identificação de danos em caixas de câmbio automotivo. Nos diferentes processos e resultados obtidos foi notável a diferença entre os sinais para uma amostra sem dano quando comparado com uma amostra com dano, podendo assim validar os métodos de identificação de dano.

Os sinais obtidos para os diferentes tipos de danos induzidos nas amostras também se diferenciaram, possibilitando a identificação do componente danificado.

As maiores variações entre os sinais obtidos para as diferentes amostras eram obtidas nas etapas dos ensaios em que se exigiam maiores rotações do sistema. Sendo assim é importante que o ensaio seja realizado de maneira completa e nas diferentes etapas para uma melhor identificação da presença e do tipo de dano no sistema.

A dificuldade maior consistiu em estabelecer um sinal padrão para as diferentes amostras que não apresentavam danos, uma vez que a variação dos sinais entre essas amostras foi considerável.

Em trabalhos futuros sugere-se que as técnicas de tratamento de sinais e detecção dos danos através de sinais vibratórios sejam aprimoradas, de maneira que seja possível, através dos resultados, a identificação clara do tipo de dano e da localização do mesmo na amostra. Também podem ser feitos ensaios, mais precisos, em amostras sem danos de maneira que se estabeleça um padrão mais confiável e que as variações dos sinais entre as amostras seja minimizada.

REFERÊNCIAS

BARBIERI, N.; BARBIERI, R. – **Study of damage in beams with different boundary conditions**. World Academy of Science, Engineering and Technology, vol 7, 2013, p. 115-121

BARRETO, R. A. - **Definição de Parâmetros de Vibração e Ruído para Aceitação de Câmbios Automotivos em Linhas de Montagem**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal De Santa Catarina, 116p., 2003

BORGHESANI P; PENNACCHI P; RANDALL RB; SAWALHI N; RICCI R. **Application of cepstrum pre-whitening for the diagnosis of bearing faults under variable speed conditions**. Mech. Syst. Sig. Process. 2013; 36: 370–384.

CAMPOS, V. F. **TQC – Controle da qualidade total (no estilo japonês)**. 8 ed. Belo Horizonte: Desenvolvimento Gerencial, 1999 230p.

CASELLA, G.; BERGER, R. L. – **Inferência estatística** - tradução da 2ª edição norte-americana. Centage Learning, 2010 ISBN13: 9788522108947, ISBN10: 8522108943. Página 72.

CHEN Q; CHEN Z; SUN W; YANG G; PALAZOGLU A; REN Z. **A new structuring element for multi-scale morphology analysis and its application in rolling element bearing fault diagnosis**. Journal of Vibration and Control 2015; 21(4): 765–789.

CHEN Z; GAO N; SUN W; CHEN Q; YAN F; ZHANG X; IFTIKHAR M; LIU S; REN Z. **A Signal Based Triangular Structuring Element for Mathematical Morphological Analysis and Its Application in Rolling Element Bearing Fault Diagnosis**. Shock and Vibration 2014: 2014; 1-16.

CHUNG, C. H. et al. **Gear noise reduction through transmission error control and gear blank dynamic tuning**. In: SAE NOISE AND VIBRATION CONFERENCE & EXPOSITION, 1999, Traverse City. 1999-01-1766

COLLIS, W. B; WHITE, P. R.; HAMMOND, J. K – **Higher-order spectra: The Bispectrum and Trispectrum**. Mechanical Systems and Signal Processing 12, 1998, p. 375-394.

COMBET F; GELMAN L. **Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis**. Mech. Syst. Sig. Process. 2009; 23: 652–668.

DAUBECHIES, I., **Orthonormal Bases of Compactly Supported Wavelets**, Communications on Pure and Applied Mathematics, v.41, p. 909-996, November, 1988

DONG G, CHEN J; ZHAO F. **A frequency-shifted bispectrum for rolling element bearing diagnosis**. Journal of Sound and Vibration 2015; 339: 396–418.

DONG Y.B.; LIAO M.F.; ZHANG, X.,L.; et al. **Faults diagnosis of rolling element bearings based on modified morphological method**. Mechanical Systems and Signal Processing 25: 1276-1286, 2011

EL BADAQUI M; GUILLET F; DANIÈRE J. **New applications of the real cepstrum to gear signals, including definition of a robust fault indicator**. Mech. Syst. Sig. Process. 2004; 18: 1031–1046.

FACKRELL, J. W. A.; WHITE, P. R.; HAMMOND, J. K.; PINNINGTON, R. J. – **The interpretation of the bispectra of vibration signals – I. Theory**. Mechanical Systems and Signal Processing, 9, 1995, p. 257-266

FACKRELL, J. W. A., WHITE, P. R., HAMMOND, J. K., PINNINGTON, R. J. – **The interpretation of the bispectra of vibration signals – II. Experimental Results and Applications**. Mechanical Systems and Signal Processing, 9, 1995, p. 267-274

FAN X; ZUO MJ. **Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform**. Mech. Syst. Sign. Process. 2006; 20: 966–982.

FARIA, REGIS R. A. **Aplicação de Wavelets na Análise de Gestos Musicais em Timbres de Instrumentos Acústicos Tradicionais**. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1997

GABOR, DENNIS. **Theory of Communication**. In: IEEE JOURNAL, 429-457, 25 de nov de 1944.

GAO L, REN Z, TANG W, WANG H; CHEN P. **Intelligent Gearbox Diagnosis Methods Based on SVM, Wavelet Lifting and RBR**. Sensors 2010; 10: 4602-4621.

GERGES, S. N. Y.. **Diagnóstico de defeitos em rolamentos por medição de vibrações**. In: CONGRESSO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA, VII, 1996, Valdivia

GUO Y, NA J, LI B; FUNG RF. **Envelope extraction based dimension reduction for independent component analysis in fault diagnosis of rolling element bearing**. Journal of Sound and Vibration 2014; 333: 2983–2994

GUOJI S, MCLAUGHLIN S, YONGCHENG X; WHITE P. **Theoretical and experimental analysis of bispectrum of vibration signals for fault diagnosis of gears**. Mech. Syst. Sig. Process. 2014; 43: 76–89.

HAN LJ, ZHANG LJ, YANG JH, LI M.; XU JW. **Method for EEG feature extraction based on morphological pattern spectrum**. IEEE International Conference on Signal Acquisition and Processing 2009: 68-72.

HAO R; CHU F. **Morphological undecimated wavelet decomposition for fault diagnostics of rolling element bearings**. Journal of Sound and Vibration 2009; 320: 1164–1177.

HONG L.; DHUPIA JS. **A time domain approach to diagnose gearbox fault based on measured vibration signals**. Journal of Sound and Vibration 2014; 333: 2164–2180.

HOU S, LI Y; WANG Z. **A resonance demodulation method based on harmonic wavelet transform for rolling bearing fault diagnosis**. Struct Health Monit 2010; 9(4): 297–312.

HUSSAIN S; GABBAR HA. **Fault diagnosis in gearbox using adaptive wavelet filtering and shock response spectrum features extraction**. Struct Health Monit 2013; 12(2); 169–180.

JAYASWAL P, VERMA SN; WADHWANI AK. **Development of EBP–Artificial neural network expert system for rolling element bearing fault diagnosis**. Journal of Vibration and Control 2010; 17(8) :1131–1148

JEDLINSKI Ł; JONAK J. **Early fault detection in gearboxes based on support vector machines and multilayer perceptron with a continuous wavelet transform**. Applied Soft Computing 2015; 30: 636–641.

LI C, LIANG M. **Time–frequency signal analysis for gearbox fault diagnosis using a generalized synchro squeezing transform.** Mech. Syst. Sig. Process. 2012; 26; 205–217.

LI H, XIAO D-Y. **Fault diagnosis using pattern classification based on one-dimensional adaptive rank-order morphological filter.** Journal of Process Control 2012; 22; 436– 449.

LIU B, RIEMENSCHNEIDER S, XU Y. **Gearbox fault diagnosis using empirical mode decomposition and Hilbert spectrum.** Mech. Syst. Sig. Process. 2006; 20(3); 718–734.

LU W, JIANG W, YUAN G e YAN L. **A gearbox fault diagnosis scheme based on near-field acoustic holography and spatial distribution features of sound field.** Journal of Sound and Vibration 2013; 332: 2593–2610.

LU W, JIANG W, WU H e HOU J. **A fault diagnosis scheme of rolling element bearing based on near-field acoustic holography and gray level co-occurrence matrix.** Journal of Sound and Vibration 2012; 331: 3663–3674.

Manual Técnico Online – Koyo. **Estruturas e tipos de rolamento.** Disponível em <<http://www.koyo.com.br/pdf/tecnica.pdf>>. Acessado em 22 de julho de 2014.

MARAGOS, P. **Pattern spectrum and multiscale shape recognition.** IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence 11(7): 701-716, 1989.

MAZZO, N. **Engrenagens Cilíndricas: da concepção à fabricação.** São Paulo. Editora Edgar Blücher, 2013

MESQUITA, A. L. A., SANTIAGO, D. F. A., BEZERRA, R. A., MIRANDA, U. A., DIAS JR, M., PEDERIVA, R.. **Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência – comparação com análise de envelope.** In: MECÁNICA COMPUTACIONAL VOL. XXI, Santa-fé Paraná – Argentina. 2002 pp 1938-1954

MONTERO FEH, MEDINA OC. **The application of bispectrum on diagnosis of rolling element bearings: A theoretical approach,** Mech. Syst. Sig. Process. 2008; 22: 588–596.

MORLET, JEAN.; GROSSMANN, ALEXANDER. **Decomposition of Hardy functions into square integrable wavelets of constant shape**. In: SOCIETY FOR INDUSTRIAL AND APPLIED MATHEMATICS, 723-736, 04 de jul de 1984

MURUGANATHAM M, SANJITH A, KRISHNAKUMAR B., SATYA MURTY SAV. **Roller element bearing fault diagnosis using singular spectrum analysis**. Mech. Syst. Sig. Process. 2013; 35: 150–166.

NIKIAS, C. L., RAGHUVEER, M. R. – **Bispectrum Estimation: A digital signal processing framework**. Proceedings of the IEEE, vol. 75, no 7, 1987, p. 869-891

NIKOLAOU N.G., ANTONIADIS, I.A.. **Application of morphological operators as envelope extractors for impulsive–type periodic signals**. Mechanical Systems and Signal Processing 17: 1147-1162, 2003

NIKOLAOU N.G., ANTONIADIS, I.A.. **Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets**. Ndt & E International 35.3: 197-205, 2002

OLIVEIRA FILHO, R. H; DUARTE, M. A. V. - **Controle De Qualidade em Linha de Montagem de Câmbios Automotivos Utilizando Filtragem Adaptativa**, 8º Congresso Iberoamericano De Engenharia Mecanica, Cusco, 23 a 25 de Outubro de 2007

PARK C-S, CHOI Y-C; KIMY-H. **Early fault detection in automotive ball bearings using the minimum variance cepstrum**. Mech. Syst. Sig. Process. 2013; 38: 534–548

PRAVEENKUMAR T; SAIMURUGAN M, KRISHNAKUMAR P; RAMACHANDRAN KI. **Fault diagnosis of automobile gearbox based on machine learning techniques**. Procedia Engineering 2014; 97: 2092 – 2098

RAFIEE J, ARVANI F, HARIFI A; SADEGHI MH. **Intelligent condition monitoring of a gearbox using artificial neural network**. Mech. Syst. Sig. Process. 2007: 21; 1746–1754.

RAJ S ; MURALI N. **Early classification of bearing faults using morphological operators and fuzzy inference**. IEEE Transactions on Industrial Electronics 2013; 60(2): 567-574.

REDA TAHA, M, M., NOURELDIN, A., LUCERO, J. L., BACA, T. J., **Wavelet Transformation for Structural Health Monitoring: A Compendium of Uses and Features**, Structural Health Monitoring 5, 2006, p257-295.

REUBEN LCK; MBA D. **Bearing time-to-failure estimation using spectral analysis features.** Structural Health Monitoring 2014; 13(2): 219–230.

RIVOLA, A., WHITE, P. R. – **Bispectral analysis of the bilinear oscillator with application to the detection of fatigue cracks.** Journal of sound and vibration 216, 1998, p. 889-910

SAWALHI N, RANDALL RB; ENDO H. **The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis,** Mech. Syst. Sig. Process. 2007; 21: 2616–2633.

SERRA, J. **Image analysis and Mathematical Morphology.** New York: Academic Press. 1982

SERRA, J. **Introduction do Mathematical Morphology.** Computer vision, graphics and image processing 35. pp 283-305. 1986

SIGL J. C., CHAMOUN, N. G. – **An introduction to bispectral analysis for the electroencephalogram.** Journal of clinical monitoring, Vol 10, No 6, 1994, p. 392-404

VICUÑA CM. **Effects of operating conditions on the Acoustic Emissions (AE) from planetary gearboxes.** Applied Acoustics 2014; 77: 150–158

VINCENZO N, GIUSEPPE Q; ANIELLO F. **The detection of gear noise computed by integrating the Fourier and Wavelet methods.** WSEAS Transactions on Signal Processing 2008; 4(3): 60-67.

WANG H; CHEN J. **Performance degradation assessment of rolling bearing based on bispectrum and support vector data description.** Journal of Vibration and Control 2014; 20(13): 2032–2041

WANG WJ; MCFADDEN . **Application of wavelets to gearbox vibration signals for fault detection.** Journal of Sound and Vibration 1996; 192 (5): 927-939.

WANG, W. – **An evaluation of some emerging techniques for gear fault detection** – Structural Health Monitoring 2, 2003, p. 225-242

ZHAN Y; MAKIS V. **A robust diagnostic model for gearboxes subject to vibration monitoring.** Journal of Sound and Vibration 2006; 290: 928–955.

ZHANG, L.J., XU, J.W., YANG, J.H., et al. **Multiscale morphology analysis and its application to fault diagnosis**. Mechanical Systems and Signal Processing 22: 597-610, 2008